

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Química**

Facultad: CIENCIAS

Titulación: INGENIERÍA QUÍMICA

Título: Diseño de una planta para la
separación de parafinas lineales
procedentes de queroseno

Autor: José Luis PÉREZ SÁNCHEZ

Fecha: Julio 2007





DOCUMENTO BÁSICO:

ÍNDICE GENERAL

TOMO I

DOCUMENTO BÁSICO: ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO BÁSICO: MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA	2
0. PETICIONARIO. ESTRUCTURA DEL PFC	7
1. OBJETO	10
1.1. Situación de la Planta	11
2. ALCANCE	12
3. ANTECEDENTES	13
4. NORMAS Y REFERENCIAS	15
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	15
4.2. Bibliografía	17
4.3. Programas de cálculo	19
5. ABREVIATURAS Y ACLARACIONES	20
6. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE PETRESA EN SAN ROQUE Y DESCRIPCIÓN PARTICULAR DE LA UNIDAD MOLEX FRACCIONAMIENTO	24
6.1. Planta petroquímica: PETRESA	24
6.2. Unidad proyectada: Molex Fraccionamiento	28
7. REQUISITOS DE DISEÑO	33
8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES Y RESULTADOS FINALES	35
8.1. Columnas de destilación de platos	36

8.1.1. Introducción.....	36
8.1.2. Método de resolución	40
8.1.3. Características generales del diseño hidráulico	42
8.1.4. Reglamentación y códigos de construcción. Características generales del diseño mecánico.....	48
8.1.5. Columna Decano	62
8.1.5.1. Introducción: características principales y equipos	62
8.1.5.2. Condiciones de operación.....	64
8.1.5.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	65
8.1.5.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	67
8.1.5.5. Diseño hidráulico.....	68
8.1.5.6. Diseño mecánico.....	69
8.1.5.7. Diagrama resumen columna Decano	71
8.1.6. Columnas Tridecano.....	72
8.1.6.1. Introducción: características principales y equipos	72
8.1.6.2. Condiciones de operación.....	73
8.1.6.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	74
8.1.6.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	77
8.1.6.5. Diseño hidráulico.....	77
8.1.6.6. Diseño mecánico.....	79
8.1.6.7. Diagrama resumen columnas Tridecano	80
8.1.7. Columna Splitter.....	81
8.1.7.1. Introducción: características principales y equipos	81

8.1.7.2. Condiciones de operación.....	83
8.1.7.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	84
8.1.7.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	86
8.1.7.5. Diseño hidráulico.....	87
8.1.7.6. Diseño mecánico.....	89
8.1.7.7. Diagrama resumen columna Splitter	90
8.2. Equipos de transmisión de calor	91
8.2.1. Introducción.....	91
8.2.2. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	92
8.2.2.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	93
8.2.2.2. Funcionamiento y características generales de los intercambiadores de carcasa y tubos	95
8.2.2.3. Intercambiadores de calor líquido-líquido.....	106
8.2.2.3.1. Intercambiadores líquido-líquido: cambiadores	107
8.2.2.3.1.1. Cambiador ICA/D-4	109
8.2.2.3.1.2. Cambiador ICA/RD-4	110
8.2.2.3.2. Intercambiadores líquido-líquido: calentador ICA/O.....	112
8.2.2.3.3. Intercambiadores líquido-líquido: enfriadores	114
8.2.2.3.3.1. Enfriador ICW/D-1.....	115
8.2.2.3.3.2. Enfriador ICW/D-4.....	117
8.2.2.3.3.3. Enfriador ICW/RD-4.....	118
8.2.2.4. Calderines	120
8.2.2.4.1. Calderín C-1	122
8.2.2.4.1. Calderines C-2 y C-3	124

8.2.2.4.1. Calderín C-4	127
8.2.3. Aerorrefrigerantes.....	129
8.2.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	129
8.2.3.2. Funcionamiento y características generales de los aerorrefrigerantes.....	130
8.2.3.3. Especificaciones particulares de cada aerorrefrigerante.....	139
8.2.3.3.1. Aerorefrigerante AE-1	140
8.2.3.3.2. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	142
8.2.3.3.3. Aerorrefrigerante AE-4.....	143
8.3. Acumuladores de reflujo.....	145
8.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	145
8.3.2. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico	146
8.3.3. Especificaciones particulares de cada acumulador.....	150
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-1	150
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-2 y ARF-3	151
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-4	151
8.4. Depósitos de almacenamiento.....	152
8.4.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	152
8.4.2. Condiciones de almacenamiento y clasificación de los productos.....	153
8.4.3. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico ..	155
8.4.4. Especificaciones particulares de cada tanque de almacenamiento.....	161
8.4.4.1. Depósito de almacenamiento DAD-1	161
8.4.4.2. Depósito de almacenamiento DAD-4.....	161
8.4.4.3. Depósito de almacenamiento DARD-4	162
8.4.5. Sistema de Protección contra Incendios	162

8.4.5.1. Cubeto de retención.....	163
8.4.5.2. Protección con agua.....	164
8.4.5.3. Extintores.....	165
8.4.5.4. Alarmas.....	165
8.4.5.5. Equipos auxiliares.....	165
8.5. Sistemas de tuberías y bombeo.....	166
8.5.1. Sistemas de tuberías.....	166
8.5.1.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	166
8.5.1.2. Aspectos generales de los sistemas de conducción	167
8.5.1.3. Dimensionamiento mecánico e hidráulico de las conducciones ...	172
8.5.2. Sistemas de bombeo	176
8.5.2.1. Introducción.....	176
8.5.2.2. Parámetros de selección de las bombas.....	177
8.5.2.3. Problemas en el funcionamiento de las bombas y medidas adoptadas	179
8.5.2.4. Especificaciones de las bombas.....	180
8.6. Distribución en planta.....	185
8.7. Control del proceso.....	191
9. ORDEN DE PRIORIDAD ENTRE LOS DOCUMENTOS BÁSICOS.....	203

DOCUMENTO BÁSICO: PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES.....	205
1. DISPOSICIONES GENERALES	209
1.1. Objetivo del Pliego de Condiciones	209

1.2. Obras accesorias no especificadas en el presente proyecto	209
1.3. Documentos que definen las obras	210
1.4. Contradicciones	210
2. CONDICIONES DE ÍNDOLE FACULTATIVA	211
2.1 Dirección Facultativa	211
2.2. Obligaciones y derechos generales del contratista	212
2.2.1. Representación del contratista	212
2.2.2. Presencia del contratista en la obra	212
2.2.3. Gastos de cuenta del contratista	213
2.2.4. Oficina en la obra	214
2.2.5. Insuficiente especificación en la documentación del proyecto	214
2.2.6. Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de documentos del proyecto.....	214
2.2.7. Información del contratista a subcontratas e instaladores.....	215
2.2.8. Copias de documentos	215
2.2.9. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa	215
2.2.10. Libro de Órdenes.....	216
2.2.11. Residencia del contratista.....	216
2.2.12. Despido del contratista.....	216
2.3. Obras y su ejecución	217
2.3.1. Replanteo de la obra.....	217
2.3.2. Calendario de trabajo	218
2.3.3. Comienzo de los trabajos y plazos de ejecución.....	218
2.3.4. Prórroga por causa de fuerza mayor.....	218
2.3.5. Maquinaria	219

2.3.6. Ensayos	219
2.3.7. Materiales	220
2.3.8. Acopios	221
2.3.9. Trabajos nocturnos	222
2.3.10. Accidentes de trabajo	222
2.3.11. Descanso en días festivos.....	223
2.3.12. Trabajos defectuosos o no autorizados	223
2.3.13. Señalización de las obras	224
2.3.14. Precauciones especiales	224
2.3.15. Personal técnico	225
2.4. Recepción provisional.....	225
2.5. Plazo de garantías	226
2.6. Recepción definitiva.....	227
3. CONDICIONES DE ÍNDOLE ECONÓMICA	228
3.1. Percepción económica del contratista	228
3.2. Garantía de cumplimiento	228
3.3. Fianzas	228
3.4. Penalizaciones y bonificaciones	229
3.5. Precios	229
3.5.1. Precios unitarios	229
3.5.2. Precios descompuestos.....	230
3.5.3. Precios no contratados.....	231
3.5.4. Variaciones en los precios unitarios.....	231
3.6. Valoración y abono de los trabajos	232
3.6.1. Valoración de la obra	232

3.6.2. Valoración de obras incompletas	232
3.6.3. Abono de unidades de obra ejecutadas	233
3.6.4. Liquidaciones parciales	233
3.6.5. Liquidación general.....	233
3.6.6. Carácter provisional de las liquidaciones parciales	233
3.6.7. Pagos	234
3.6.8. Suspensión por retraso de pagos	234
3.7. Seguros	234
4. CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL	236
4.1. Normativa general de aplicación	236
4.2. Adjudicación.....	238
4.3. El contrato	238
4.4. Arbitrajes y jurisdicción	239
4.5. Responsabilidad del contratista.....	239
4.6. Seguridad.....	240
4.7. Licencias, permisos e impuestos	240
4.8. Causas de rescisión del contrato.....	240
5. CONDICIONES DE ÍNDOLE TÉCNICA.....	243
5.1. Forma general de ejecutar los trabajos	243
5.2. Mano de obra	243
5.3. Pruebas y puestas en marcha.....	243
5.4. Condiciones para los materiales	244
5.4.1. Condiciones generales de los materiales.....	244
5.4.2. Materiales no especificados	244
5.4.3. Ensayos	244

5.5. Condiciones para las tuberías	245
5.5.1. Condiciones generales.....	245
5.5.2. Condiciones para los accesorios.....	245
5.5.3. Condiciones para las válvulas	245
5.5.4. Condiciones para las soldaduras	246
5.6. Condiciones para los equipos	246
5.6.1. Condiciones para las columnas de rectificación	246
5.6.2. Condiciones para los intercambiadores de calor.....	247
5.6.3. Condiciones para los depósitos	247
5.6.4. Condiciones para las bombas	248
5.7. Condiciones para la instrumentación	248
5.8. Condiciones para los aislamientos	249

DOCUMENTO BÁSICO: PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO	251
1. INTRODUCCIÓN	254
2. COSTE DEL INMOVILIZADO PRINCIPAL	254
2.1. Columnas de destilación	254
2.2. Intercambiadores de carcasa y tubos	255
2.3. Aerorrefrigerantes	257
2.4. Acumuladores de reflujo	258
2.5. Depósitos de almacenamiento	259
2.6. Bombas de impulsión	260
3. COSTE TOTAL DE LA UNIDAD	261

ANEXO DEL PRESUPUESTO. PRECIOS UNITARIOS	263
1. INTRODUCCIÓN	263
2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN	264
2.1. Método de estimación de costes	264
2.2. Columna Decano	269
2.3. Columnas Tridecano	272
2.4. Columna Splitter	276
3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	279
3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	279
3.1.1. Método de estimación de costes	279
3.1.2. Cambiador ICA/D-4	284
3.1.3. Cambiador ICA/RD-4	284
3.1.4. Calentador ICA/O.....	284
3.1.5. Enfriador ICW/D-1	285
3.1.6. Enfriador ICW/D-4.....	285
3.1.7. Enfriador ICW/RD-4	286
3.1.8. Calderín C-1	286
3.1.9. Calderines C-2 y C-3	286
3.1.8. Calderín C-4	287
3.2. Aerorrefrigerantes	287
3.2.1. Método de estimación de costes	287
3.2.2. Aerorrefrigerante AE-1	288
3.2.3. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	289
3.2.3. Aerorrefrigerante AE-4	289
4. ACUMULADORES DE REFLUJO	289

4.1. Método de estimación de costes	289
4.2. Acumulador de reflujo ARF-1	290
4.3. Acumuladores de reflujo ARF-2 y ARF-3.....	291
4.4. Acumulador de reflujo ARF-4	292
5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	293
5.1. Método de estimación de costes	293
5.2. Tanque de almacenamiento DAD-1	294
5.3. Tanque de almacenamiento DAD-4	295
5.4. Tanque de almacenamiento DARD-4	296
6. BOMBAS DE IMPULSIÓN	298
6.1. Método de estimación de costes	298
6.2. Bomba BA	299
6.3. Bomba BRF-1.....	300
6.4. Bomba BD-1	300
6.5. Bomba BRD-12	301
6.6. Bomba BRF-2 (BRF-3).....	302
6.7. Bomba BD-2	302
6.8. Bomba BRD-2	303
6.9. Bomba BRD-13	303
6.10. Bomba BD-3	304
6.11. Bomba BRD-3	305
6.12. Bomba BRF-4.....	305
6.13. Bomba BD-4	306
6.14. Bomba BRD-4	306

DOCUMENTO BÁSICO: PLANOS

<i>ÍNDICE DE LOS PLANOS</i>	309
<i>PLANO N° 1: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN I</i>	
<i>PLANO N° 2: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN II</i>	
<i>PLANO N° 3: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN III</i>	
<i>PLANO N° 4: VISTA EN PLANTA DE LA UNIDAD. DISTANCIAS ENTRE EQUIPOS</i>	
<i>PLANO N° 5: REPRESENTACIÓN ISOMÉTRICA DEL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA UNIDAD</i>	
<i>PLANO N° 6: COLUMNA DE RECTIFICACIÓN DECANO CD-1</i>	
<i>PLANO N° 7: PLATOS PERFORADOS DE LAS COLUMNAS DE DESTILACIÓN</i>	
<i>PLANO N° 8: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-1</i>	
<i>PLANO N° 9: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-1</i>	
<i>PLANO N° 10: COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN TRIDECANO CD-2 Y CD-3</i>	
<i>PLANO N° 11: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-2 Y CD-3</i>	
<i>PLANO N° 12: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-2 Y CD-3</i>	
<i>PLANO N° 13: COLUMNA DE RECTIFICACIÓN SPLITTER CD-4</i>	
<i>PLANO N° 14: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-4</i>	
<i>PLANO N° 15: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-4</i>	
<i>PLANO N° 16: ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-1</i>	
<i>PLANO N° 17: ACUMULADORES DE REFLUJO ARF-2 Y ARF-3</i>	
<i>PLANO N° 18: ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-4</i>	
<i>PLANO N° 19: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-1</i>	
<i>PLANO N° 20: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-4</i>	

PLANO N° 21: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DARD-4

TOMO II

DOCUMENTO BÁSICO: ANEXOS

ÍNDICE DE LOS ANEXOS	2
 ANEXO I. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS	
1. INTRODUCCIÓN	7
2. PARAFINAS LINEALES	7
2.1. Propiedades físicas características	7
2.2. Procedimientos de estimación de las propiedades físicas	8
2.2.1. Fracción másica (Peso molecular)	8
2.2.2. Densidad	9
2.2.2.1. Densidad de líquidos	9
2.2.2.2. Densidad de vapores	10
2.2.3. Viscosidad	11
2.2.3.1. Viscosidad de líquidos	11
2.2.3.2. Viscosidad de vapores	12
2.2.4. Capacidad calorífica	14
2.2.5. Conductividad térmica	15
2.2.6. Calor latente	16
2.2.7. Tensión superficial	16
2.2.8. Punto de inflamabilidad	18

2.3. Cálculo de las propiedades físicas	18
2.3.1. Alimentación a la planta	19
2.3.2. Vapor del plato ideal 17 de la columna Decano	27
2.3.3. Líquido del plato ideal 17 de la columna Decano	30
2.3.4. Vapor del plato ideal 4 de la columna Decano	31
2.3.5. Líquido del plato ideal 4 de la columna Decano	35
2.3.6. Vapor del plato ideal 3 de la columna Decano	36
2.3.7. Líquido del plato ideal 3 de la columna Decano	38
2.3.8. Vapor del plato ideal 1 de la columna Decano	40
2.3.9. Líquido del plato ideal 1 de la columna Decano (corriente de colas de la columna Decano)	42
2.3.10. Corriente de cabeza de la columna Decano	45
2.3.11. Corriente vapor del calderín C-1	51
2.3.12. Residuo de la columna Decano	52
2.3.13. Vapor del plato ideal 43 de las columnas Tridecano (corriente de cabeza de las columnas Tridecano)	54
2.3.14. Líquido del plato ideal 43 de las columnas Tridecano	59
2.3.15. Vapor del plato ideal 20 de las columnas Tridecano	60
2.3.16. Líquido del plato ideal 20 de las columnas Tridecano	62
2.3.17. Vapor del plato ideal 19 de las columnas Tridecano	64
2.3.18. Líquido del plato ideal 19 de las columnas Tridecano	66
2.3.19. Vapor del plato ideal 1 de las columnas Tridecano	67
2.3.20. Líquido del plato ideal 1 de las columnas Tridecano (corriente de colas de las columnas Tridecano)	69
2.3.21. Corriente vapor de los calderines C-2 y C-3	72

2.3.22. Residuo de las columnas Tridecano	74
2.3.23. Vapor del plato ideal 35 de la columna Splitter (corriente de cabeza de la columna Splitter).....	76
2.3.24. Líquido del plato ideal ideal 35 de la columna Splitter.....	86
2.3.25. Vapor del plato ideal 19 de la columna Splitter	88
2.3.26. Líquido del plato ideal 19 de la columna Splitter.....	90
2.3.27. Vapor del plato ideal 18 de la columna Splitter	91
2.3.28. Líquido del plato ideal 18 de la columna Splitter.....	93
2.3.29. Vapor del plato ideal 1 de la columna Splitter	95
2.3.30. Líquido del plato ideal 1 de la columna Splitter (corriente de colas de la columna Splitter).....	97
2.3.31. Corriente vapor del calderín C-4	100
2.3.32. Residuo de la columna Splitter.....	101
3. FLUIDOS AUXILIARES	109
3.1. Tablas para la estimación de las propiedades físicas	109
3.2. Cálculo de las propiedades físicas	113
3.2.1. Aceite térmico.....	113
3.2.2. Agua de refrigeración	114
3.2.3. Aire atmosférico	115
ANEXO II. CÁLCULOS DE DISEÑO	
1. INTRODUCCIÓN.....	117
2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN	117
2.1. Datos de equilibrio.....	117
2.2. Columna Decano.....	120

2.2.1. Balances de materia	120
2.2.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	123
2.2.3. Determinación del número de etapas teóricas	127
2.2.3.1. Método de FUG	127
2.2.3.2. Método de etapa a etapa	142
2.2.4. Diseño Hidráulico	154
2.2.5. Determinación del número de platos reales.....	194
2.2.6. Diseño mecánico.....	198
2.2.6.1. Espesor de la columna Decano. Espesor del aislante	201
2.2.6.2. Espesor del faldón de la columna Decano.....	225
2.2.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	235
2.2.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	240
2.3. Columnas Tridecano	243
2.3.1. Balances de materia	243
2.3.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	246
2.3.3. Determinación del número de etapas teóricas	247
2.3.3.1. Método de FUG	247
2.3.3.2. Método de etapa a etapa	254
2.3.4. Diseño Hidráulico.....	270
2.3.5. Determinación del número de platos reales	297
2.3.6. Diseño mecánico.....	300

2.3.6.1. Espesor de las columnas Tridecano. Espesor del aislante	301
2.3.6.2. Espesor del faldón de la columna Tridecano.....	324
2.3.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	332
2.3.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	334
2.4. Columna Splitter	336
2.4.1. Balances de materia	336
2.4.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	338
2.4.3. Determinación del número de etapas teóricas	340
2.4.3.1. Método de FUG	340
2.4.3.2. Método de etapa a etapa	346
2.4.4. Diseño Hidráulico.....	360
2.4.5. Determinación del número de platos reales.....	387
2.4.6. Diseño mecánico.....	390
2.4.6.1. Espesor de la columna Splitter. Espesor del aislante.....	391
2.3.6.2. Espesor del faldón de la columna Splitter	413
2.4.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	421
2.4.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	423

TOMO III

DOCUMENTO BÁSICO: ANEXOS

ÍNDICE DE LOS ANEXOS	2
-----------------------------------	----------

ANEXO II. CÁLCULOS DE DISEÑO

3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR.....	6
3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	6
3.1.1. Calderines	9
3.1.1.1. Calderín de la columna Decano (C-1)	9
3.1.1.1.1. Dimensionamiento del calderín C-1	9
3.1.1.1.2. Diseño mecánico del calderín C-1	25
3.1.1.2. Calderines de las columnas Tridecano (C-2 y C-3).....	31
3.1.1.2.1. Dimensionamiento de los calderines C-2 y C-3	31
3.1.1.2.2. Diseño mecánico de los calderines C-2 y C-3.....	40
3.1.1.3. Calderín de la columna Splitter (C-4).....	45
3.1.1.3.1. Dimensionamiento del calderín C-4.....	45
3.1.1.3.2. Diseño mecánico del calderín C-4.....	54
3.1.2. Intercambiadores de calor líquido-líquido.....	59
3.1.2.1. Intercambiador líquido-líquido ICA/D-4.....	59
3.1.2.1.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/D-4.....	59
3.1.2.1.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/D-4.....	73
3.1.2.2. Intercambiador líquido-líquido ICA/RD-4	79
3.1.2.2.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/RD-4	79
3.1.2.2.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/RD-4.....	90

3.1.2.3. Intercambiador líquido-líquido ICA/O	95
3.1.2.3.1. Dimensionamiento del calentador ICAO	95
3.1.2.3.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/O	107
3.1.2.4. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-1	113
3.1.2.4.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-1	113
3.1.2.4.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-1	124
3.1.2.5. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-4	130
3.1.2.5.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-4	130
3.1.2.5.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-4	140
3.1.2.6. Intercambiador líquido-líquido ICW/RD-4	145
3.1.2.6.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/RD-4	145
3.1.2.6.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/RD-4	155
3.1.3. Coeficientes globales de transferencia de calor	159
3.2. Aerorrefrigerantes	164
3.2.1. Aerorrefrigerante de la columna Decano (AE-1)	166
3.2.1.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-1	166
3.2.1.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-1	194
3.2.1.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-1	194
3.2.2. Aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano (AE-2 Y AE-3)	197
3.2.2.1. Dimensionamiento de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	197
3.2.2.2. Diseño mecánico de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	222
3.2.2.3. Categoría de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	222
3.2.3. Aerorrefrigerante de la columna Splitter (AE-4)	224
3.2.3.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-4	224
3.2.2.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-4	243

3.2.3.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-4	243
3.2.4. Coeficientes globales de transferencia de calor.....	245
4. ACUMULADORES DE REFLUJO	247
4.1. Acumulador de reflujo de la columna Decano (ARF-1)	248
4.2. Acumuladores de reflujo de las columnas Tridecano (ARF-2 Y ARF-3).....	263
4.3. Acumulador de reflujo de la columna Splitter (ARF-4)	273
5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	283
5.1. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Decano (DAD-1)	284
5.2. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Splitter (DAD-4)	294
5.3. Depósito de almacenamiento del residuo de la columna Splitter (DARD-4).....	301
5.4. Sistemas de protección contra incendios	307
5.4.1. Distancia entre tanques de almacenamiento. Dimensionamiento del cubeto de retención.....	307
5.4.2. Caudal y volumen de agua necesarios en caso de incendio	313
6. SISTEMAS DE TUBERÍAS Y BOMBEO	315
6.1. Línea de bombeo UA/CD-1	333
6.2. Tramo CD-1/AE-1	347
6.3. Tramo AE-1/ARF-1	348
6.4. Línea de bombeo ARF-1/CD-1	349
6.5. Línea de bombeo ARF-1/DAD-1	357
6.6. Tramo CD-1/C-1	368
6.7. Tramo C-1/CD-1	369

6.8. Línea de bombeo C-1/CD-2	370
6.9. Línea de bombeo C-1/CD-3	379
6.10. Tramo CD-2/AE-2 (Tramo CD-3/AE-3)	380
6.11. Tramo AE-2/ARF-2 (Tramo AE-3/ARF-3)	381
6.12. Línea de bombeo ARF-2/CD-2 o ARF-3/CD-3	382
6.13. Línea de bombeo ARF-2/UP	390
6.14. Tramo CD-2/C-2 o CD-3/C-3	398
6.15. Tramo C-2/CD-2 o C-3/CD-3	400
6.16. Línea de bombeo C-2/CD-4	401
6.17. Línea de bombeo ARF-3/UP	409
6.18. Línea de bombeo C-3/CD-4	410
6.19. Tramo CD-4/AE-4	412
6.20. Tramo AE-4/ARF-4	413
6.21. Línea de bombeo ARF-4/CD-4	414
6.22. Línea de bombeo ARF-4/DAD-4	422
6.23. Tramo CD-4/C-4	435
6.24. Tramo C-4/CD-4	436
6.25. Línea de bombeo C-4/DARD-4	437

ANEXO III. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES Y PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS

1. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES: EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL	450
2. PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS	452

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA
SEPARACIÓN DE PARAFINAS LINEALES
PROCEDENTES DE QUEROSENO**

TOMO I

DOCUMENTO BÁSICO:

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

0. PETICIONARIO. ESTRUCTURA DEL PFC	7
1. OBJETO	10
1.1. Situación de la Planta	11
2. ALCANCE	12
3. ANTECEDENTES	13
4. NORMAS Y REFERENCIAS	15
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	15
4.2. Bibliografía.....	17
4.3. Programas de cálculo	19
5. ABREVIATURAS Y ACLARACIONES.....	20
6. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE PETRESA EN SAN ROQUE Y DESCRIPCIÓN PARTICULAR DE LA UNIDAD MOLEX FRACCIONAMIENTO	24
6.1. Planta petroquímica: PETRESA	24
6.2. Unidad proyectada: Molex Fraccionamiento	28
7. REQUISITOS DE DISEÑO	33
8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES Y RESULTADOS FINALES	35
8.1. Columnas de destilación de platos	36
8.1.1. Introducción.....	36
8.1.2. Método de resolución	40
8.1.3. Características generales del diseño hidráulico.....	42
8.1.4. Reglamentación y códigos de construcción. Características generales del diseño mecánico.....	48

8.1.5. Columna Decano	62
8.1.5.1. Introducción: características principales y equipos	62
8.1.5.2. Condiciones de operación.....	64
8.1.5.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	65
8.1.5.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	67
8.1.5.5. Diseño hidráulico.....	68
8.1.5.6. Diseño mecánico.....	69
8.1.5.7. Diagrama resumen columna Decano	71
8.1.6. Columnas Tridecano.....	72
8.1.6.1. Introducción: características principales y equipos	72
8.1.6.2. Condiciones de operación.....	73
8.1.6.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	74
8.1.6.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	77
8.1.6.5. Diseño hidráulico.....	77
8.1.6.6. Diseño mecánico.....	79
8.1.6.7. Diagrama resumen columnas Tridecano	80
8.1.7. Columna Splitter.....	81
8.1.7.1. Introducción: características principales y equipos	81
8.1.7.2. Condiciones de operación.....	83
8.1.7.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida.....	84
8.1.7.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación	86
8.1.7.5. Diseño hidráulico.....	87

8.1.7.6. Diseño mecánico.....	89
8.1.7.7. Diagrama resumen columna Splitter	90
8.2. Equipos de transmisión de calor	91
8.2.1. Introducción.....	91
8.2.2. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	92
8.2.2.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	93
8.2.2.2. Funcionamiento y características generales de los intercambiadores de carcasa y tubos	95
8.2.2.3. Intercambiadores de calor líquido-líquido.....	106
8.2.2.3.1. Intercambiadores líquido-líquido: cambiadores	107
8.2.2.3.1.1. Cambiador ICA/D-4	109
8.2.2.3.1.2. Cambiador ICA/RD-4	110
8.2.2.3.2. Intercambiadores líquido-líquido: calentador ICA/O.....	112
8.2.2.3.3. Intercambiadores líquido-líquido: enfriadores	114
8.2.2.3.3.1. Enfriador ICW/D-1	115
8.2.2.3.3.2. Enfriador ICW/D-4.....	117
8.2.2.3.3.3. Enfriador ICW/RD-4.....	118
8.2.2.4. Calderines	120
8.2.2.4.1. Calderín C-1	122
8.2.2.4.1. Calderines C-2 y C-3	124
8.2.2.4.1. Calderín C-4	127
8.2.3. Aerorrefrigerantes.....	129
8.2.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	129
8.2.3.2. Funcionamiento y características generales de los aerorrefrigerantes.....	130

8.2.3.3. Especificaciones particulares de cada aerorrefrigerante.....	139
8.2.3.3.1. Aerorrefrigerante AE-1	140
8.2.3.3.2. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	142
8.2.3.3.3. Aerorrefrigerante AE-4.....	143
8.3. Acumuladores de reflujo.....	145
8.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	145
8.3.2. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico	146
8.3.3. Especificaciones particulares de cada acumulador.....	150
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-1	150
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-2 y ARF-3	151
8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-4	151
8.4. Depósitos de almacenamiento.....	152
8.4.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	152
8.4.2. Condiciones de almacenamiento y clasificación de los productos.....	153
8.4.3. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico ..	155
8.4.4. Especificaciones particulares de cada tanque de almacenamiento.....	161
8.4.4.1. Depósito de almacenamiento DAD-1	161
8.4.4.2. Depósito de almacenamiento DAD-4.....	161
8.4.4.3. Depósito de almacenamiento DARD-4	162
8.4.5. Sistema de Protección contra Incendios	162
8.4.5.1. Cubeto de retención	163
8.4.5.2. Protección con agua.....	164
8.4.5.3. Extintores.....	165
8.4.5.4. Alarmas.....	165
8.4.5.5. Equipos auxiliares.....	165

8.5. Sistemas de tuberías y bombeo	166
8.5.1. Sistemas de tuberías.....	166
8.5.1.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción	166
8.5.1.2. Aspectos generales de los sistemas de conducción	167
8.5.1.3. Dimensionamiento mecánico e hidráulico de las conducciones ...	172
8.5.2. Sistemas de bombeo	176
8.5.2.1. Introducción.....	176
8.5.2.2. Parámetros de selección de las bombas	177
8.5.2.3. Problemas en el funcionamiento de las bombas y medidas adoptadas	179
8.5.2.4. Especificaciones de las bombas.....	180
8.6. Distribución en planta	185
8.7. Control del proceso	191
9. ORDEN DE PRIORIDAD ENTRE LOS DOCUMENTOS BÁSICOS	203

0. PETICIONARIO. ESTRUCTURA DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

La comisión de Proyectos Fin de Carrera de La Facultad de Ciencias de la Universidad de Cádiz ha concedido el proyecto “Diseño de una planta para la separación de parafinas lineales procedentes de queroseno” al alumno José Luis Pérez Sánchez.



Anexo II (Anverso)

PROPUESTA DE PROYECTO FIN DE CARRERA

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA QUÍMICA, TECNOLOGÍA DE ALIMENTOS Y TECNOLOGÍAS DEL MEDIO AMBIENTE

TÍTULO: “DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA SEPARACIÓN DE PARAFINAS LINEALES PROCEDENTES DE QUEROSENO”

TUTOR(ES): CASIMIRO MANTELL SERRANO

DESCRIPCIÓN (Breve información sobre el objetivo del PFC)

El objetivo del proyecto consiste en el diseño de un sistema de tres columnas de destilación de platos destinado a la separación de parafinas lineales del rango C10-C17, procedentes de queroseno, en cuatro fracciones diferentes: la primera de ellas, rica en C10, se empleará básicamente como disolvente; la segunda, constituida por una combinación de C10 a C13, será materia prima para la obtención de LAB; la tercera, cuyo componente predominante es el C14, se usará como lubricante; y, finalmente, la última, con C15 y C16 como componentes principales, se utilizará como plastificante.

REQUISITOS (Capacidad, producción, energía, normativa, legislación....)

Se tratarán aproximadamente 400 Ton/día de alimentación con una composición media de 11.4 % de C10, 25.8 % de C11, 26.3 % de C12, 21.6 % de C13, 11.9 % de C14, 2.5 % de C15 y 0.5 % de C16 (porcentajes molares). Se exigirá una pureza superior al 97.8 % de C10 y al 98 % de C14 en las corrientes de cabeza de la primera y tercera columnas, respectivamente, y una proporción 1:3:3:3 para C10, C11, C12 y C13 en la corriente de cabeza de la segunda columna.

Las disposiciones legales principales a tener en cuenta en el presente proyecto serán: Decreto 59/2005 de 1 de marzo, que regula el procedimiento para la instalación, ampliación, traslado y puesta en funcionamiento de los establecimientos e instalaciones industriales, Orden de 27 de mayo de 2005, por la que se dictan las normas de desarrollo del Decreto 59/2005 de 1 de marzo, Ley 7/94, de 18 de mayo, de Protección Ambiental, Decreto 292/1995, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Evaluación de Impacto Ambiental, Real Decreto 1942/1993, de 5 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones de Protección contra Incendios, Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Aparatos a Presión, ORDEN de 30 de agosto de 1982 por la que se aprueba la ITC MIE-AP6 (Instrucción Técnica Complementaria relativa a refinerías de petróleo y plantas petroquímicas), Real Decreto 379/2001, de 6 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de Productos Químicos y sus Instrucciones Técnicas Complementarias, Real Decreto 1523/1999, de 1 de octubre, por el que se modifica el Reglamento de instalaciones petrolíferas, aprobado por Real Decreto 2085/1994, así como toda la normativa general en aspectos de Seguridad y Protección del Medio Ambiente.



Con antelación a la exposición del presente proyecto, indicar que la estructura del mismo se ha realizado en base a los criterios generales establecidos para la elaboración de proyectos por la Norma UNE 157001:2002. Dicha norma divide el proyecto en una serie de documentos básicos, a saber, Índice General, Memoria, Anexos, Planos, Pliego de Condiciones y Presupuesto; no obstante, este orden natural ha sido modificado por motivos tanto de extensión como de comodidad en la visualización del proyecto, de manera que el documento Anexos se presenta en los tomos II y III, mientras que el documento Planos se adjunta al final del tomo I, junto con los restantes documentos. Como característica particular de la citada norma, cabe destacar la distribución de los capítulos y apartados propuesta en la Memoria, disposición que ha sido expuesta previamente tanto en el índice particular de tal documento como en el Índice General del proyecto y que será desarrollada a continuación.

1. OBJETO

El objeto principal del presente proyecto es el diseño de una unidad de relevancia en el sector petroquímico actual (industria de detergentes biodegradables), cuya denominación en él se corresponde con el nombre de Molex Fraccionamiento, constituida por una serie de columnas de destilación de platos y equipos complementarios (calderines, intercambiadores de calor, aerorrefrigerantes, acumuladores de reflujo, depósitos de almacenamiento, sistemas de conducción y de bombeo, etc.) destinada a la separación de parafinas lineales, pertenecientes al rango C10-C16 y procedentes de queroseno, en cuatro fracciones diferentes. La obtención de dichas fracciones justifica, debido al alto interés industrial que poseen, la realización del proyecto:

- Los productos principales de la unidad diseñada, tanto en interés como en volumen, están compuestos por una mezcla de parafinas lineales desde C10 a C13. La importancia de dicha fracción radica en que constituye la materia de partida indispensable, junto con el benceno, del LAB (Alquilbenceno Lineal). Éste, a su vez, es la materia prima necesaria para la obtención del correspondiente ácido sulfónico que, finalmente, sirve para obtener el LAS (Sulfonato de Alquilbenceno Lineal). El LAS es el tensioactivo aniónico de uso doméstico institucional e industrial más utilizado en el mundo en detergentes.
- En relación a las tres fracciones restantes, se ha de indicar que todas ellas son fracciones secundarias a las que se les ha proporcionado una importante y amplia salida comercial. Por un lado, las parafinas de 10 átomos de carbono se emplean básicamente como disolventes inodoros y atóxicos dado su bajísimo contenido en aromáticos, mientras que por otro las parafinas ricas en C14 (con porcentajes mínimos en C13 y C15) se utilizan como lubricantes durante la laminación en frío del aluminio. Por último, las parafinas más pesadas, cuyos componentes predominantes son los C15 y C16, se usan como plastificantes secundarios tras una etapa intermedia de cloración.

1.1. Situación de la Planta

La unidad proyectada forma parte, tal y como se citó previamente, de una industria del sector petroquímico para la formulación de detergentes biodegradables. En el desarrollo del proyecto se utilizará como base la planta petroquímica de la empresa PETRESA Petroquímica Española S.A. (Grupo CEPSA), con emplazamiento en los terrenos del Polígono Industrial “Guadarranque”, Bda. Puente Mayorga, s/n, dentro del término municipal de San Roque (Cádiz).

Las vías de acceso a la industria pueden ser tanto terrestres como marítimas. En relación a las primeras, las constituyen la carretera nacional N-351 y las comunicaciones existentes entre las diferentes empresas que integran el grupo CEPSA (Refinería “Gibraltar-San Roque”, Interquisa, Petrocepsa, Ertisa y la propia PETRESA). Con respecto al acceso marítimo, se dispone de una instalación marítima (monoboya), situada en la bahía de Algeciras, a una milla de la costa, además de un puerto, dentro de las instalaciones de la refinería colindante a ella.

2. ALCANCE

El ámbito de aplicación de este proyecto comprende los Diseños Mecánico e Hidráulico de los equipos que conforman la unidad de separación de parafinas lineales, así como:

- Los requisitos de Protección contra Incendios según la normativa aplicable.
- Los requisitos mínimos de seguridad industrial conforme a los tipos de sustancias químicas utilizadas en la instalación.
- Estudio Ambiental de posibles impactos al medio ambiente según legislación vigente en Andalucía.

En el proceso de producción general de LAB (ver figura M.6.1.1), la etapa de Molex Fraccionamiento tiene cabida entre las de Molex Adsorción –“extracción” de las parafinas lineales del queroseno- y PACOL –conversión de parafinas lineales del rango C10-C13 en monoolefinas-. Según esto, la instalación proyectada tendrá su punto de inicio en la conducción de salida de la última torre de adsorción de la unidad Molex correspondiente y su fin en la recepción de las distintas corrientes de salida del proceso de Molex Fraccionamiento, ya sea en forma de almacenamiento o de suministro a la siguiente unidad (PACOL). De esta manera quedan correctamente definidos los límites en el diseño de la planta.

3. ANTECEDENTES

Actualmente, más de la mitad de los detergentes biodegradables del mundo se producen con la tecnología desarrollada por UOP (Universal Oil Products), que, entre otros, engloba el proceso Molex (Adsorción + Fraccionamiento). La citada tecnología UOP es llevada a cabo en su totalidad por ciertas empresas del sector del petróleo y petroquímico, entre las que destaca PETRESA, líder mundial en la producción de LAB. Teniendo en cuenta este hecho y la proximidad geográfica de su planta industrial, se ha decidido tomar como referencia para el desarrollo del actual proyecto el proceso Molex Fraccionamiento instaurado en ella, hecho anticipado en el apartado 1.1 del actual documento:

La unidad Molex Fraccionamiento de PETRESA tiene instalada cinco columnas de destilación (Decano, dos Tridecano, Tetradecano y Splitter), estando todas en serie excepto la segunda con respecto a la tercera (columnas similares), que están en paralelo. Las columnas Decano y Tetradecano están constituidas por relleno, mientras que las restantes son columnas de platos.

A raíz de esta situación se ha decidido diseñar un sistema con similares prestaciones pero con una serie de diferencias. En primer lugar, la planta proyectada no constará de la columna Tetradecano, ya que ésta da lugar a un producto de alta pureza en parafinas C13 cuyo uso como lubricante en la laminación en frío del aluminio queda cubierto de manera suficiente, teniendo en cuenta las demandas actuales, por la corriente de cabeza de la columna Splitter (rica en C14). Tal es el caso, que, en estos momentos, la columna Tetradecano no se encuentra en funcionamiento en las instalaciones de PETRESA. Por otro lado, la columna Decano se diseñará como una columna de platos (tipo de contacto preferible debido a factores tales como el económico, operacional, etc.) en lugar de relleno; de hecho, originalmente en PETRESA esta columna era de platos, sin embargo, el aumento del caudal de recepción en la planta hizo necesario, con el fin de mantener la estructura principal de la columna, la sustitución de los platos por un relleno que asimilase de mejor manera ese nuevo caudal. También comentar que se estudió la alternativa de agrupar en una única columna las dos torres Tridecano en paralelo; sin embargo, se comprobó que el diámetro resultante de la columna, debido a los altos caudales internos que se generaban

a través de la misma, era excesivamente grande y, como consecuencia, hacía inviable esta opción.

Como resultado de estas modificaciones y estudios, la solución que permite una mejor ejecución de los objetivos, desde el punto de vista tanto técnico como económico, es la instalación de cuatro columnas de platos, en cuya disposición la primera (Decano) y la última (Splitter) están en serie con las dos intermedias (Tridecano), las cuales se encuentran en paralelo. Aún así, se seguirá referenciando esta “nueva” unidad como Molex Fraccionamiento.

4. NORMAS Y REFERENCIAS

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

Las consideraciones planteadas en relación al alcance reglamentario del proyecto actual se han realizado en base a las siguientes disposiciones legales y normas de obligado cumplimiento:

- Ley 21/1992, de 16 de julio, de Industria. BOE 176/1992 de 23 de julio.
- Decreto 59/2005, de 1 de marzo, por el que se regula el procedimiento para la instalación, ampliación, traslado y puesta en funcionamiento de los establecimientos industriales, así como el control, responsabilidad y régimen sancionador de los mismos. Boja 118/2005, de 20 de junio.
- Orden de 27 de mayo de 2005, por la que se dictan normas de desarrollo del Decreto 59/2005, de 1 de marzo, para la tramitación de los expedientes de instalación, ampliación, traslado y puesta en servicio de industrias e instalaciones relacionadas en su anexo y su control. Boja 118/2005, de 20 de junio.
- Ley 7/1994, de 18 de mayo, de Protección Ambiental de la Comunidad Autónoma de Andalucía.
- Decreto 292/1995, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Evaluación de Impacto Ambiental de la Comunidad Autónoma de Andalucía. Boja 166/1995, de 28 de diciembre.
- Ley 31/1995, de Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 2267/2004, de 3 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de seguridad contra incendios en los establecimientos industriales. BOE 303/2004, de 17 de diciembre.
- Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril de 1979, por el que se aprueba el Reglamento de Aparatos a Presión. BOE 128/1979, de 29 de mayo.
- Orden de 30 de agosto de 1982 por la que se aprueba la ITC MIE-AP6 que complementa el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril. Reglamento de Aparatos a Presión. BOE 217/1982, de 10 de septiembre.
- Real Decreto 769/1999, de 7 de mayo, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del parlamento europeo y del consejo,

97/23/CE, relativa a los equipos de presión y se modifica el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril de 1979, que aprobó el Reglamento de Aparatos a Presión.

- Real Decreto 379/2001, de 6 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de Productos Químicos y sus Instrucciones Técnicas Complementarias MIE APQ-1, MIE APQ-2, MIE APQ-3, MIE APQ-4, MIE APQ-5, MIE APQ-6 y MIE APQ-7. BOE 112/2001, de 10 de mayo.
- Real Decreto 2085/1994, de 20 de octubre, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas. BOE 23/1995, de 27 de enero.
- Real Decreto 1523/1999, de 1 de octubre, por el que se modifica el Reglamento de instalaciones petrolíferas, aprobado por Real Decreto 2085/1994, de 20 octubre, y las instrucciones técnicas complementarias MI-IP03, aprobada por el Real Decreto 1427/1997, de 15 de septiembre, y MI-IP04, aprobada por el Real Decreto 2201/1995, de 28 de septiembre. BOE 253/1999, de 22 de octubre.
- Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión. BOE 224/2002, de 18 de septiembre.
- NTP 225: Electricidad estática en el trasvase de líquidos inflamables.
- Norma UNE 157001:2002 sobre los criterios generales para la elaboración de proyectos.
- Código ASME Sección VIII, División I. Boiler and Pressure Vessel Code (2004).
- Código ASME B31.3. Process Piping (2002).
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA (Eight Edition).
- API Standard 610: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries (Ninth Edition, January 2003).
- API Standard 650: Welded Steel Tanks for Oil Storage (Tenth Edition, November 1998).
- API Standard 660: Shell and Tube Heat Exchangers for General Refinery Services (Sixth Edition, February 2001).
- API Standard 661: Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service (Third Edition, April 1992).

4.2. Bibliografía

- Treybal, R. E., “Operaciones de Transferencia de Masa”, Ed. McGraw-Hill, 2ª Edición, Rhode Island, 1988.
- Perry, R.H., Green, D.W. and Maloney, J.O., “Manual del Ingeniero Químico”, Vol.II, Ed. McGraw-Hill, 7ª Edición, Madrid (etc.), 2001a.
- Baasel, W.D., “Preliminary chemical engineering plant design”, Ed. Van Nost Reinhold, 2ª Edición, New York, 1990.
- Storch de Gracia, J.M., “Manual de seguridad Industrial en plantas Químicas y Petroleras”, Ed. McGraw-Hill, Madrid, 1998.
- Anaya Durand, A., “Implantación de Equipos en Plantas Petroquímicas: recomendaciones para el diseño del Plot-Plan”, Ingeniería Química, 30 (1998) 113-120.
- Ollero de Castro, P. y Fernández Camacho, E., “Control e instrumentación de procesos químicos”, Ed. Síntesis, Madrid, 1997.
- Poling, B.E., Prausnitz, J.M. and O’Connell, J.P., “The Properties of Gases and Liquids”, Ed. McGraw-Hill, 5ª Edición, New York (etc.), 2001.
- Eslami, H., “Equation of state for long-chain n-alkanes”, Fluid Phase Equilibria, 169 (2000) 19–30.
- Ramos Carpio, M.A., “Refino de petróleo, Gas Natural y Petroquímica”, Ed. Fundación Fomento Innovación Industrial, Madrid, 1997.
- Maxwell, J.B., “Data Book on Hydrocarbons: application to process engineering”, Ed. Van Nostrand, 9ª Edición, New York, 1977.
- Fitzgerald, D.J. and Daubert, T.E., Viscosity (Chapter 11). In: “API Technical Data Book”, Pennsylvania, 1996.
- Albahri, T.A., “Flammability characteristics of pure hydrocarbons”, Chemical Engineering Science, 58 (2003) 3629 – 3641.
- Geankoplis, C.J., “Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias”, Ed. CECSA, 3ª Edición, México, 1998.
- Lienhard IV, J. H. and Lienhard V, J. H., “A Heat Transfer Textbook”, Ed. Phlogiston Press, 3ª Edición, Cambridge, 2003.
- Geerlings, M.W. and Van Wijk, W.R., “Correlation formula for equilibrium constants in a mixture of aliphatic hydrocarbons, for use in digital computers”, Chemical Engineering Science, 17 (1962) 657-664.

- Thorwart, M.J. and Daubert, T.E., Vapor-Liquid Equilibrium K-Values (Chapter 8). In: "API Technical Data Book", Pennsylvania, 1993.
- Henley, E.J. and Seader, J.D., "Operaciones de separación por etapas de equilibrio en ingeniería química", Ed. Reverté, Barcelona (etc.), 1998.
- Lek, C.M., Rangaiah, G.P. and Hidajat, K., "Analysis of Heuristics for Optimizing the Design of Distillation columns", Chem. Eng., 2004, in press.
- McCormick, J.E. and Roche, E.C., "Handbook of Separation Techniques for Chemical Engineers", Ed. McGraw-Hill, 3ª Edición, New York, 1979.
- Lockett, M.J., "Distillation Tray Fundamentals", Cambridge University Press, 1986.
- Shames, I. H., "Mecánica de Fluidos", Ed. McGraw-Hill, 3ª Edición, Colombia, 1995.
- Megyesy, E.F., "Manual de Recipientes a Presión: diseño y cálculo", Ed. Limusa, México, 2001.
- Kuppam, T., "Heat Exchanger Design Handbook", Ed. Marcel Dekker, New York, 2000.
- McCabe, W.L., Smith, J.C. and Harriot, P., "Operaciones Unitarias en Ingeniería Química", Capítulo 18, Destilación, Ed. McGraw-Hill, 4ª Edición, Madrid, 1994.
- Crespo, J., Da Silava, Alberto y Suárez Adolfo, "Selección y diseño térmico de Rehervidores para torres de destilación", Miniproyectos de Ingeniería Química de la Universidad Simón Bolívar, 2 (2002).
- Perry, R.H., Green, D.W. and Maloney, J.O., "Manual del Ingeniero Químico", Vol.I, Ed. McGraw-Hill, 7ª Edición, Madrid (etc.), 2001b.
- Holman, J.P., "Transferencia de Calor", Ed. McGraw-Hill, 8ª Edición, Madrid, 1998.
- McKetta, J.J., "Heat Transfer Design Methods", Ed. Marcel Dekker, New York, 1992.
- Fernández Díez, P., "Ingeniería Térmica y de Fluidos", Departamento de Ingeniería eléctrica y energética, Universidad de Cantabria, 2003.
- León Estrada, J.M., "Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión", 2001.
- Rudd, D. F. y Watson, Ch. C., "Estrategias en Ingeniería de Procesos", Ed. Alambra, Wisconsin, 1976.

- Mulet, A., Corripio, A. B. y Evans, L. B., “Estimate costs of pressure vessels via correlations”, Chemical Engineering, Octubre de 1981.
- Purohit, G. P., “Estimating costs of shell and tubes heat exchangers”, Chemical Engineering, Agosto de 1983.
- Fernández Cañas, F., “Estimación rápida del precio de un tanque de almacenamiento”, Ingeniería Química, Diciembre de 1998.

4.3. Programas de cálculo

Cabe destacar el uso de los programas informáticos Microsoft Excel 2000 (y, adicionalmente a sus prestaciones generales, la herramienta de análisis Solver) y Autocad 2005 en los desarrollos de los diversos cálculos del Proyecto.

5. ABREVIATURAS Y ACLARACIONES

Se expondrán a continuación la nomenclatura y abreviaturas principales empleadas en el actual proyecto:

- A_{transf} : área de intercambio de calor.
- **AE-n°**: aerorrefrigerante de la columna n.
- **ARF-n°**: acumulador de reflujo de la columna n.
- **BA**: bomba de alimentación.
- **BD-n°**: bomba del destilado de la columna n.
- **BRD-n°**: bomba del residuo de la columna n.
- **BRD-12**: bomba del residuo de la columna 1 hacia la columna 2.
- **BRD-13**: bomba del residuo de la columna 1 hacia la columna 3.
- **BRF-n**: bomba del reflujo de la columna n.
- **C-n°**: calderín de la columna n.
- **C**: margen por corrosión (también coste).
- **CD-n°**: columna de destilación n.
- **C_p**: capacidad calorífica.
- **d_o**: diámetro de la perforación.
- **D, F, L, L', V, V' y W**: corrientes de destilado, alimentación, líquido de la sección de rectificación o reflujo, líquido de la sección de agotamiento o de entrada al calderín, vapor de la sección de rectificación o de entrada al aerorrefrigerante, vapor de la sección de agotamiento o de salida del calderín y residuo, respectivamente. Asimismo, pueden ser los caudales molares de tales corrientes (si les acompaña el subíndice “másico”, caudales másicos).
- **D_{aisl}**: diámetro del equipo con aislante.
- **D_i**: diámetro interior del equipo.
- **D_o**: diámetro exterior del equipo.
- **DAD-n°**: depósito de almacenamiento del destilado de la columna n.
- **DARD-4**: depósito de almacenamiento del residuo de la columna 4.
- **DI_t**: diámetro interior del tubo.

- **DO_t**: diámetro exterior del tubo.
- **e_p**: espesor del plato.
- **e_t**: espesor del tubo.
- **E**: eficiencia de la soldadura.
- **H**: altura.
- **ICA/D-4**: intercambiador de calor de alimentación y destilado de la columna 4.
- **ICA/O**: intercambiador de calor de la alimentación y aceite térmico.
- **ICA/RD-4**: intercambiador de calor de alimentación y residuo de la columna 4.
- **ICW/D-n°**: intercambiador de calor de agua y destilado de la columna n.
- **ICW/RD-4**: intercambiador de calor de agua y residuo de la columna 4.
- **k**: conductividad térmica (también factor del método de las cargas de velocidad).
- **K_i**: volatilidad del componente “i”.
- **L_t**: longitud del tubo.
- **p’**: pitch.
- **P_D**: presión de diseño.
- **PM**: peso molecular.
- **RedD-n°**: reducción de la conducción del destilado de la columna n.
- **S**: tensión máxima admisible del material.
- **t**: espesor comercial.
- **t_{aisl}**: espesor del aislante.
- **t^C**: espesor mínimo requerido por cálculo incluyendo el margen por corrosión.
- **t_{mín}**: espesor mínimo por norma o código.
- **t^{mín calc}**: espesor mínimo requerido por cálculo.
- **T**: diámetro del plato (también temperatura).
- **T_D**: temperatura de diseño.
- **T_{FP}**: punto de inflamabilidad.
- **TeRD-1**: “te” de la conducción del residuo de la columna 1.
- **TeRD-23**: “te” de las conducciones de los residuos de las columnas 2 y 3.

- **TeARF-nº**: “te” de la conducción saliente del acumulador de la columna n.
- **U**: coeficiente global de transferencia de calor.
- **x_i/X_i** : fracción molar/ másica del componente “i” en la fase líquida.
- **y_i/Y_i** : fracción molar/ másica del componente “i” en la fase vapor.
- **$\alpha_{(i)/(j)}$** : volatilidad relativa entre los componentes “i” y “j”.
- **λ** : calor latente.
- **μ** : viscosidad dinámica.
- **ρ** : densidad.
- **σ** : tensión superficial.

En relación a comentarios, especificaciones o aclaraciones de carácter general referentes al contenido del proyecto, citar:

- * La estructura del Proyecto Fin de Carrera se ha realizado, tal y como se adelantó en el capítulo 0 del presente documento básico, según los criterios generales establecidos para la elaboración de proyectos por la Norma UNE 157001:2002.
- * La nomenclatura de las tablas y figuras expuesta en la Memoria se expresa tal como sigue:

M. a. b. c.,

donde “M” hace referencia a Memoria, los números “a” y “b”* al apartado de nivel segundo en el que se encuentra dicha tabla o gráfica, y “c” a la posición que ocupa ésta (se enumeran independientemente).

Ej: Tabla M.8.1.3: tabla número 3 del apartado 8.1.

* Si únicamente aparecen dos números, el primero hace referencia al capítulo y el segundo a la posición que ocupa la tabla o figura.

- * La nomenclatura de las tablas, figuras y expresiones expuesta en los Anexos se expresa tal como sigue:

AI. a. b. o AII. a. b.,

donde “AI” o “AII” hace referencia al Anexo I ó II, el número “a” al capítulo en el que se encuentra dicha tabla, gráfica o expresión, y “b” a la posición que ocupa ésta (se enumeran independientemente).

Ej: Tabla AII.2.11: tabla número 11 del capítulo 2 del Anexo II.

* La referencia de una expresión se introduce en un corchete.

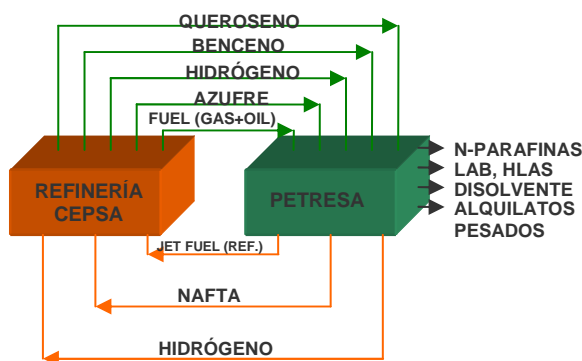
- * La nomenclatura de las tablas, figuras y expresiones expuesta en el Presupuesto se representa de manera idéntica a como se hace en los Anexos, con la única variante de “Pr” o “APr” en lugar de AI (o AII).
- * Los platos de las columnas de destilación se enumeran desde la base (salvo que se indique, expresamente, lo contrario).

6. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE PETRESA EN SAN ROQUE Y DESCRIPCIÓN PARTICULAR DE LA UNIDAD MOLEX FRACCIONAMIENTO

En primer lugar, se hará una descripción general de los procesos que tienen lugar en la planta petroquímica en su totalidad, con el fin de situar la unidad y adentrarse con mayor detalle en su explicación.

6.1. Planta petroquímica: PETRESA

La planta de producción de PETRESA en San Roque es, en la actualidad, la mayor planta de producción de LAB en el mundo. En dicha planta las materias primas se reciben directamente desde la Refinería “Gibraltar-San Roque”, con la que está totalmente integrada. Dichas materias primas son: Queroseno, Hidrógeno, Benceno, Azufre y Fuel. A su vez, PETRESA devuelve a la refinería una serie de corrientes según se muestra en el siguiente diagrama:



Como resultado de este intercambio y de los procesos implícitos en la “caja negra” de PETRESA, se obtienen, principalmente, n-parafinas, LAB y HLAS, todos ellos en las cantidades que se indican a continuación, y, en menores proporciones, disolventes y alquilatos pesados:

- Parafinas lineales : 400000 TM/Año
- LAB : 220000 TM/Año
- Ácido Sulfónico (HLAS): 80000 TM/Año

✓ PETRESA suministra a la fábrica de Canadá las n-parafinas necesarias para su proceso, así como a Detén Química en Brasil las necesarias para llegar a la autosuficiencia junto con las suministradas por el socio Petrobras.

La Planta de San Roque está constituida por 9 Unidades de Proceso:

- Unifining I
- Unifining II
- Molex Adsorción I
- Molex Adsorción II
- Molex Fraccionamiento
- Pacol
- Alquilación
- Desaromatización (HDA)
- Sulfonación (LAS)

Junto a ello, dispone de una unidad de Servicios Auxiliares en la que están integrados los sistemas de electricidad, combustible, aceite térmico de calefacción, agua de refrigeración y aire de instrumentos y el área de tanques para el almacenamiento de materias primas y productos acabados.

A continuación, se explicará, de manera simplificada, el recorrido de la alimentación a lo largo de los diferentes procesos, la función que desempeña cada uno de éstos y la secuencia de obtención de los distintos productos:

- En primer lugar, el queroseno e hidrógeno procedentes de refinería y el hidrógeno recirculado de la unidad de Pacol se introducen simultáneamente en las dos unidades de **Unifining**, cuyo objetivo es, mediante una hidrodesulfuración, eliminar el azufre y otras impurezas que puedan ocasionar problemas en el funcionamiento de la unidad posterior.
- Una vez unificado el queroseno, se lleva a las unidades de **Molex**. Éstas se subdividen en Adsorción y Fraccionamiento. En la primera de ellas, tiene lugar la separación, principalmente, entre las parafinas lineales y las isoparafinas a través de un proceso de adsorción selectiva sobre tamices moleculares; cada corriente sigue un camino diferente:

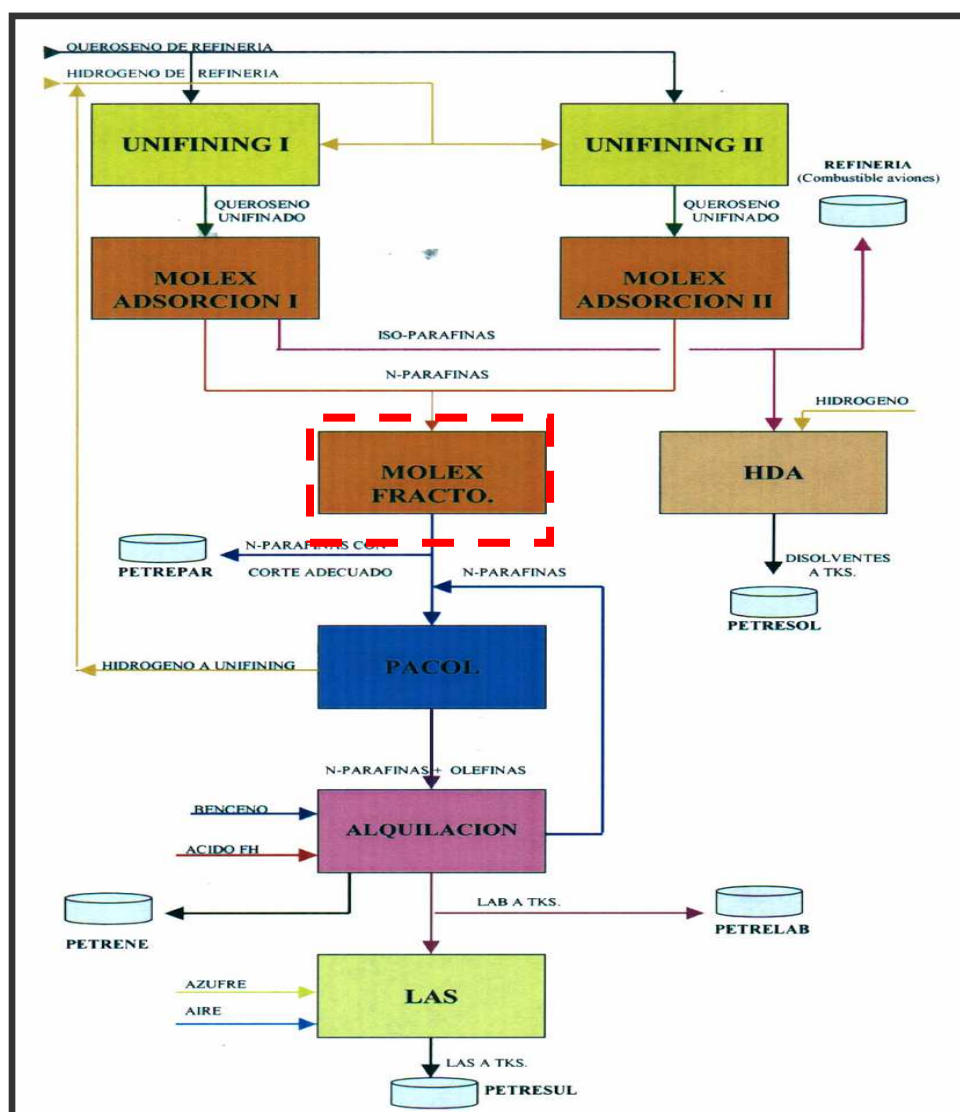


FIG. M.6.1.1: Diagrama de bloques del proceso de producción en PETRESA

⇒ las isoparafinas se desvinculan del proceso de obtención de LAB y se llevan a la unidad de **Hidrodesaromatización**, que, tal y como su nombre indica, permite la eliminación de compuestos aromáticos (hasta niveles inferiores al 0.1 %). El resultado de este proceso da lugar a la primera tanda de productos de PETRESA, excelentes disolventes (**PETRESOL**) con una gran variedad de aplicaciones industriales, tales como fluidos de perforación, resinas sintéticas, pinturas y barnices, estampación de tejidos, tintas de imprenta, desengrasantes, adhesivos etc.

⇒ la corriente de “interés” (parafinas lineales) se dirige a la unidad de Molex Fraccionamiento (diseñada en el presente proyecto), donde se obtiene, entre otras, la fracción de n-parafinas en el rango de C10 – C13, que son las que se utilizan básicamente en la fabricación de LAB.

- Los distintos cortes de las parafinas lineales procedentes de Molex Fraccionamiento constituyen un segundo producto de salida de PETRESA (**PETREPAR**), que será empleado como disolvente, lubricante en la industria del aluminio, plastificante, etc. Con respecto a la fracción correspondiente a las parafinas lineales del rango C10 – C13, parte de ellas son suministradas a las fábricas de Canadá y Brasil, y el resto continúan en la cadena de producción de PETRESA en San Roque. Con éstas se proseguirá la explicación.
- Las n- parafinas procedentes de Molex y las recirculadas de la unidad de alquilación se introducen en la unidad de **Pacol**. Se considera que ésta se compone de la unidad de Pacol propiamente dicha y de la unidad de **Define** (se decide englobarlas en una, se podrían explicar como unidades independientes). En la primera se consigue obtener, mediante deshidrogenación catalítica, olefinas a partir de las parafinas lineales, y en la unidad Define, que está en serie con la anterior y, por tanto, trata el producto resultante de la misma, se transforman selectivamente las posibles diolefinas formadas en la unidad de Pacol en monoolefinas. Así, se obtiene a la salida de la unidad global de Pacol una mezcla de n-parafinas y monoolefinas.
- Esta mezcla se dirige a la unidad de **Alquilación**, en la cual se hace reaccionar las olefinas con benceno, procedente de refinería, en presencia de ácido fluorhídrico como catalizador. El producto mayoritario de esta reacción de alquilación es el LAB. Parte del mismo se destina como producto final (**PETRELAB**) y otro parte prosigue en el proceso. Las parafinas lineales se recirculan a la unidad de Pacol. Comentar que la alquilación de benceno con olefinas conduce también a la formación de pequeñas cantidades de alquilatos pesados (5-7%), productos constituidos fundamentalmente por dialquilbencenos. Este compuesto es un aceite

amarillento de baja viscosidad, alta rigidez dieléctrica y bajísimo punto de congelación, propiedades que le permiten ser usado como fluido térmico, aceites eléctricos y refrigerantes, aditivos de aceites, etc. Constituye la fracción denominada **PETRENE**.

- Finalmente, el LAB que permanece en el proceso se lleva, junto con azufre de refinería, a la unidad de **Sulfonación**, resultando el correspondiente ácido sulfónico (**PETRESUL**), que es el último eslabón del proceso de producción en PETRESA.

Todo el proceso descrito se presenta esquemáticamente en la figura M.6.1.1.

6.2. Unidad proyectada: Molex Fraccionamiento

La alimentación que recibe la unidad proyectada de Molex Fraccionamiento se corresponde con las parafinas lineales obtenidas a partir del queroseno de refinería, una vez que se elimina de éste en las etapas precedentes el azufre e impurezas, ciertos compuestos aromáticos y cíclicos y las parafinas ramificadas. Dicha alimentación, con un caudal de 7008.4 kmol/día (1200 Tn/día) distribuido en 7 componentes, una composición de 11.4 % de C10, 25.8 % de C11, 26.3 % de C12, 21.6 % de C13, 11.9 % de C14, 2.5 % de C15 y 0.5 % de C16 (porcentajes molares) y una temperatura de 175 °C, es aspirada por la bomba BA e impulsada hasta la entrada de la primera columna, columna Decano (CD-1), previo paso por tres intercambiadores de calor que la llevan a 240 °C, temperatura próxima a la de burbuja (241.9 °C). En los dos primeros, ICA/D-4 e ICA/RD-4, se aprovecha parte del calor latente asociado a las corrientes de cabeza y colas, respectivamente, de la última columna, columna Splitter (CD-4), mientras que en el tercero (ICA/O) se hace lo propio con aceite térmico de la planta. La alimentación ya precalentada se introduce en el plato número 4 (enumerando desde la base), donde se une con la corriente líquida procedente de la zona de rectificación. Ambas corrientes descienden por la zona de agotamiento a la vez que se van empobreciendo en los componentes más volátiles y enriqueciendo en los más pesados. La corriente líquida que llega al fondo de la columna pasa al calderín C-1, donde se generan dos corrientes en equilibrio: una líquida, que pasa a la siguiente subunidad, y una vapor, que se recircula

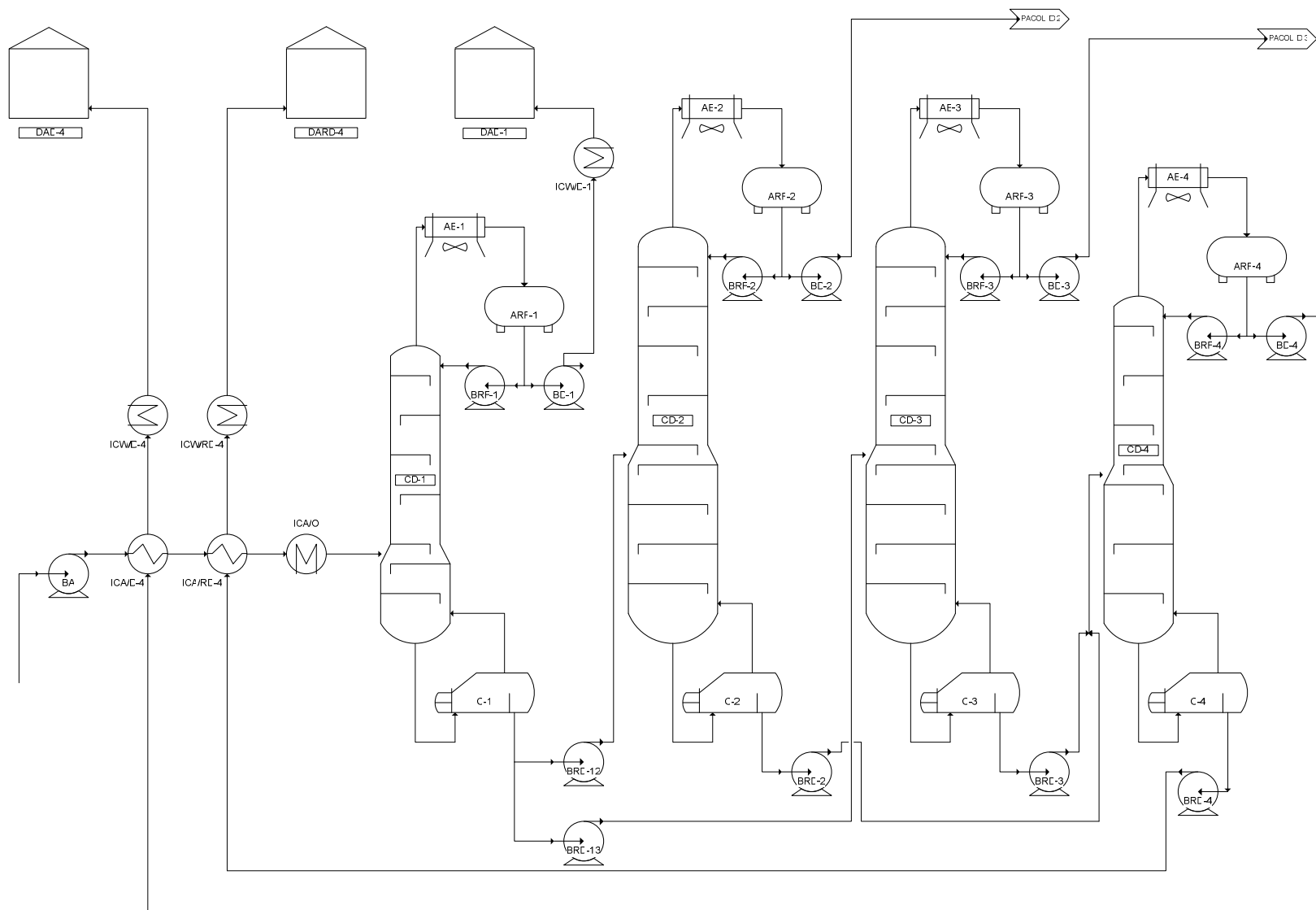


FIG. M.6.2.1: Diagrama de flujo de la planta proyectada

a la columna por debajo del primer plato. Esta corriente de vapor asciende a través de las zonas de agotamiento y enriquecimiento de la columna, aumentando su composición en volátiles y reduciéndola en pesados, hasta alcanzar el plato 26, donde tiene lugar el último equilibrio. Desde la columna, el vapor pasa a un aerorrefrigerante (AE-1), en el cual se condensa totalmente, y de éste a un acumulador de reflujo (ARF-1) que asegura que todo el fluido que sale del mismo sea líquido. Dicho fluido se bifurca en dos corrientes, una que es aspirada por la bomba de reflujo (BRF-1) y reintroducida en la columna por encima del último plato, y otra que es transportada por la bomba (BD-1) hasta el depósito de almacenamiento DAD-1. Este destilado, con un caudal de 163.4 kmol/día (23.3 Tn/día), una composición molar de 97.8% y 2.2% en C10 y C11, respectivamente, y una temperatura de 204°C, se hace pasar previamente por un intercambiador de agua (ICW/D-1) donde se refrigera hasta la temperatura de 42 °C, a la cual se almacena.

Retomando la corriente líquida de salida del calderín C-1, que se caracteriza por un caudal de 6845.1 kmol/día (1176.7 Tn/día), una composición molar de 9.3 % de C10, 26.4 % de C11, 26.9 % de C12, 22.1 % de C13, 12.2 % de C14, 2.6 % de C15 y 0.5 % de C16 y una temperatura de 243.2 °C, ésta se bifurca en dos corrientes de igual caudal (3422.6 kmol/día -588.4 Tn/día-) que son impulsadas por las bombas BRD-12 y BRD-13 hasta las columnas Tridecano 2 y 3 (CD-2 y CD-3), respectivamente, constituyendo la alimentación de las mismas. Considerando una de ellas (ya que ambas son iguales y, por tanto, manejan a priori los mismos valores de las variables, salvo imprevisto en su funcionamiento), por ejemplo la columna 2, la alimentación es introducida sobre el plato 24. Como consecuencia del proceso de transferencia de materia y calor que tiene lugar en la columna, se generan dos corrientes totalmente distintas a la de entrada:

Por un lado, la corriente superior, constituida por vapor y procedente del plato 54, es condensada por el aerorrefrigerante AE-2 y circula por gravedad hasta el acumulador de reflujo ARF-2. La corriente líquida de salida del acumulador se divide en dos fracciones. Una supone el reflujo de la columna y es llevada hasta ésta por la bomba BRF-2; la otra se corresponde con el destilado y es transportada por la bomba BD-2 a la siguiente unidad, PACOL. El caudal del destilado es de 2900.8 kmol/día (483.2 Tn/día), con una composición molar del 11% en C10, 31.1 % en C11, 31.8% en C12, 26% en C13 y 0.1% en C14 y una temperatura de 237.6 °C. Así, como resultado de

los destilados de la columna 2 y 3, llegará a la unidad posterior una corriente total de 5801.6 kmol/día (966.4). Como ya se comentó en el capítulo introductorio de objetivos, no toda esta corriente es procesada por la siguiente unidad, sino que una parte es enviada a las factorías de Petresa en Brasil y Canadá.

Por otro lado, la corriente inferior, constituida por líquido saturado y procedente del primer plato, pasa al rehervidor C-2, donde tiene lugar el equilibrio entre las dos corrientes generadas a partir de la vaporización parcial de la corriente de entrada en el calderín. El vapor resultante se devuelve a la columna, mientras que el residuo es aspirado e impulsado por la bomba BRD-2 hasta la entrada a la columna 4, columna Splitter (CD-4). Este residuo consta de un caudal de 521.8 kmol/día (105.2 Tn/día), una composición molar de 0.7 % en C13, 79.1 % en C14, 16.8 % en C15 y 3.4 % en C16, y una temperatura de 289.8 °C.

Los residuos idénticos de las columnas 2 y 3 se unen previamente a la entrada de la última columna y constituyen la alimentación de la misma, con un caudal de 1043.5 kmol/día (210.4 Tn/día). La citada alimentación se introduce en el plato 23, teniendo lugar en el interior de la columna los procesos resumidos con anterioridad, que dan como resultado una corriente superior vapor y una inferior líquida:

El vapor, procedente del plato 46, se condensa en el aerorrefrigerante AE-4 y, tras pasar por el acumulador de reflujo ARF-4, una parte se retorna a la columna mediante la bomba BRF-4 y otra, a través de la bomba BD-4, se transporta al depósito de almacenamiento DAD-4, donde se encuentra a una temperatura menor o igual a 60 °C. Este destilado, con un caudal de 829.6 kmol/día (164.6 Tn/día) y una composición molar de 0.9 % en C13, 98 % en C14 y 1.1 % en C15, tiene una temperatura inicial de 286.3 °C, de manera que habrá que enfriarlo hasta la temperatura de almacenamiento. Por ello, se aprovecha para calentar parcialmente la alimentación de la unidad en el intercambiador ICA/D-4, resultando un destilado a 195 °C que, finalmente, se hace pasar por un intercambiador de agua (ICW/D-4) que le permite alcanzar la temperatura deseada de 60 °C.

Con respecto al líquido del fondo de la columna, éste circula por gravedad hasta el calderín C-4, en el cual se produce un vapor, que se devuelve a la columna, y un

líquido, que constituye el residuo de la columna y es aspirado e impulsado por la bomba BRD-4 hasta el depósito de almacenamiento DARD-4, donde se mantiene a una temperatura igual o inferior a 60 °C. Este residuo, con un caudal de 213.9 kmol/día (45.7 Tn/día) y una composición molar de 5.8 % en C14, 77.8 % en C15 y 16.4 % en C16, tiene una temperatura a la salida de la columna de 305.8 °C, de tal forma que, como ocurría con el destilado de esta misma columna, será necesario enfriarlo hasta la temperatura de almacenamiento. Por este motivo, y aprovechando su alto contenido energético, es empleado para calentar parcialmente la alimentación de la unidad en el intercambiador ICA/RD-4, resultando un residuo a 200°C que, en un intercambiador de agua (ICW/RD-4), se enfría en última instancia hasta alcanzar la temperatura deseada de almacenamiento.

En la figura M.6.2.1 se muestra un diagrama de flujo en el que se refleja el proceso que tiene lugar en la unidad proyectada y que ha sido explicado en este apartado.

7. REQUISITOS DE DISEÑO

Las bases y datos de partida establecidos en el actual proyecto son los que se exponen a continuación:

- La planta está destinada a tratar una alimentación constituida por una mezcla de parafinas lineales con las siguientes características:

⇒ T^a (°C): 175 °C

⇒ Caudal molar: 7008 kmol/día (Caudal másico: 1200 Tn/día)¹

⇒ Composición molar:

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)
n-C10	11.4 (9.5)
n-C11	25.8 (23.6)
n-C12	26.3 (26.2)
n-C13	21.6 (23.3)
n-C14	11.9 (13.8)
n-C15	2.5 (3.1)
n-C16	0.5 (0.7)

TABLA M.7.1: Composición de la alimentación a la planta

- Las especificaciones dadas para las corrientes de salida de las distintas columnas son:
 - ⇒ Destilado de la columna Decano:
 - Composición molar de decano mayor o igual al 97.8 %.
 - Caudal de decano aproximadamente igual a un 20% del caudal de decano en la alimentación.
 - ⇒ Destilado de la columna Tridecano:
 - Proporción molar aproximada de 1:3:3:2.5 correspondiente a n-C10: n-C11: n-C11: n-C12: n-C13.

¹ A pesar de que en la propuesta de asignación de Proyecto Fin de Carrera se indicó inicialmente un caudal de tratamiento de 400 Ton/día, se creyó conveniente dimensionar la planta para un caudal tres veces superior, más acorde con el de recepción de la planta industrial de referencia.

⇒ Destilado de la columna Splitter:

→ Composición molar de tetradecano mayor o igual al 98 %.

→ Caudal de tetradecano próximo al total del caudal de tetradecano en la alimentación.

⇒ Residuo de la columna SPLITTER:

→ Caudal de pentadecano cercano al 100% del caudal de pentadecano en la alimentación.

- Se dispone en la planta de los siguientes fluidos “auxiliares”:

⇒ Therminol 66: es el fluido de transferencia térmica de fase líquida más famoso en todo el mundo por su alta temperatura de trabajo. Por este motivo se emplea, a una temperatura máxima de 355 °C, como agente calefactor en los cuatro rehervidores y en el último intercambiador de la alimentación. Existe un circuito interno de este aceite térmico constituido básicamente por un sistema de bombeo, de conducciones y un horno.

⇒ Agua: es empleada como agente refrigerante en intercambiadores cuya corriente a enfriar se encuentra a una temperatura relativamente no muy alta. Su temperatura de uso es de 20 °C y, al igual que ocurría con el Therminol 66, existe un circuito interno de suministro de agua; ninguno de estos dos circuitos será diseñado en el presente proyecto.

⇒ Aire atmosférico: es empleado como agente refrigerante en los intercambiadores de cabeza de columna (aerorrefrigerantes). Aunque en principio su temperatura depende de las condiciones ambientales, se supondrá como temperatura de uso 30 °C, ya que se considera que, en condiciones climatológicas estables, se corresponde con la situación más desfavorable.

8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES Y RESULTADOS FINALES

El análisis de las soluciones y la exposición de los resultados finales se realizarán de manera individual para cada uno de los equipos que compone la unidad proyectada, aunque, lógicamente, será imprescindible tener en cuenta las interconexiones existentes entre ellos. La clasificación de los equipos se muestra a continuación:

- Columnas de destilación (CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4).
- Equipos de transmisión de calor:
 - Calderines o rehedidores (C-1, C-2, C-3 y C-4).
 - Intercambiadores “Líquido-líquido” (ICA/D-4, ICA/RD-4, ICA/O, ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4).
 - Aeorrefrigerantes (AE-1, AE-2, AE-3 y AE-4).
- Acumuladores de Reflujo (ARF-1, ARF-2, ARF-3 y ARF-4).
- Depósitos de Almacenamiento (DAD-1, DAD-4 y DARD-4).
- Sistema de conducción (su nomenclatura se mostrará en el apartado 8.5.1).
- Sistema de bombeo (BA, BRF-1, BD-1, BRD-12, BRD-13, BRF-2, BD-2, BRD-2, BRF-3, BD-3, BRD-3, BRF-4, BD-4 Y BRD-4).

8.1. Columnas de destilación de platos

Los cálculos realizados para la presentación de este apartado se encuentran en el capítulo 2 del Anexo II.

En primer lugar, se hará una introducción común para las cuatro unidades de rectificación, junto con una breve explicación del método de cálculo empleado en sus diseños, así como se expondrá las características generales del diseño hidráulico y mecánico. Posteriormente, se mostrará las soluciones y resultados de mayor importancia de cada columna de manera individual.

8.1.1. Introducción

En este primer subapartado se comentan los puntos más importantes de la destilación, en general, y la rectificación, en particular, a la vez que se van justificando determinadas decisiones tomadas (destilación flash o rectificación, tipo de contacto, etc.).

La destilación es una operación unitaria física controlada por la transferencia de materia y constituye el principal método para la separación de mezclas, frente al cual deben ser contrastados todos los demás. El predominio de la destilación sobre otras operaciones unitarias de separación de mezclas, a pesar de su baja eficiencia termodinámica, obedece a dos razones fundamentales: una de tipo cinético y otra de tipo termodinámico. Desde el punto de vista cinético, se trata de la operación que permite la mayor velocidad de transferencia de materia y, desde el punto de vista termodinámico, hay que destacar que otras operaciones unitarias presentan una eficiencia todavía menor.

En la práctica, la destilación puede llevarse a cabo según dos métodos principales. El primer método se basa en la producción de vapor mediante la ebullición de la mezcla líquida que se desea separar y condensación de los vapores sin permitir que el líquido retorne al calderín; es decir, no hay reflujo. El segundo método se basa en el retorno de una parte del condensado a la columna, en unas condiciones tales que el líquido que retorna se pone en íntimo contacto con los vapores que ascienden hacia el condensador. El primer método recibe el nombre de destilación flash y el segundo,

cuando se lleva a cabo de forma continua, de destilación continua con reflujo o rectificación.

La destilación flash se utiliza esencialmente para la separación de componentes que tienen temperaturas de ebullición muy diferentes. No es eficaz en la separación de componentes de volatilidad comparable, puesto que tanto el vapor condensado como el líquido residual distan mucho de ser componentes puros. Utilizando muchas destilaciones sucesivas se pueden obtener pequeñas cantidades de componentes prácticamente puros, pero este método es muy poco eficaz para las destilaciones industriales cuando se desean separaciones en componentes casi puros. Así, los métodos modernos utilizan el fundamento de la rectificación.

Según lo comentado en el párrafo anterior, no cabe duda de que se tendrá que emplear la rectificación. La volatilidad relativa existente entre los componentes tratados es pequeña, y, junto con ello, los productos son demandados con gran pureza y en grandes cantidades. A modo de ejemplo, se muestra la volatilidad relativa de los distintos componentes en la alimentación, considerando como componente de referencia el undecano:

Componentes	Volatilidad K	Volatilidad relativa α
n-C10	2,01	1,49
n-C11	1,35	1,00
n-C12	0,90	0,67
n-C13	0,60	0,45
n-C14	0,40	0,30
n-C15	0,27	0,20
n-C16	0,18	0,13

Una vez decidido el empleo de las columnas de rectificación, hay que decantarse por el tipo de contacto; esto es, columnas de platos o de relleno. El factor decisivo en el que se ha basado la elección de columnas de rectificación con platos ha sido el económico, ya que los platos tienen un costo considerablemente menor que un relleno estructurado. Aún así, existen criterios adicionales que han hecho que se opte por esta decisión:

- La instalación y mantenimiento de los platos son más sencillas que las de los rellenos.
- Las torres empacadas proporcionan una retención del líquido sustancialmente menor.
- Con respecto a las relaciones líquido-vapor, en las torres de platos se trabajan con valores bajos de esta relación. En las distintas columnas proyectadas, tanto en la zona de rectificación como en la zona de agotamiento, dicha relación es próxima a la unidad, excepto en la sección de agotamiento de la columna Decano, en la cual el cociente entre los caudales de líquido y vapor es alto. Como respuesta a esta “discrepancia”, comentar que la citada sección está constituida únicamente por cuatro platos (1.8 m, aproximadamente):

	(L/V) Zona rectificación	(L'/V') Zona de agotamiento
Col. Decano	0.92	4.36
Cols. Tridecano	0.64	1.06
Col. Splitter	0.81	1.05

- La limpieza frecuentemente es más fácil con las torres de platos.
- Cuando existen fluctuaciones grandes de temperatura los empaques frágiles, tales como los de cerámica o de grafito, tienden a romperse. Los platos (o empaques de metal) son más satisfactorios. Aunque el incremento de temperaturas a lo largo de las columnas diseñadas puede estar en torno a los 40 °C, las temperaturas alcanzadas son muy altas (desde los 200 °C a los 300 °C, aproximadamente).
- En relación a la carga sobre la base, las torres de platos son más ligeras que las de relleno de cerámica o metal.
- Cuando se tiene problemas de corrosión, las torres de relleno son menos costosas. En este caso, los hidrocarburos lineales no generan problemas considerables de corrosión.
- Generalmente las torres empacadas requerirán una menor caída de presión. Este hecho podría ser un factor decisivo si las columnas trabajasen a vacío.

Finalmente, se describirá el funcionamiento general de una columna de platos. Para su mejor comprensión se representa esquemáticamente la figura adjunta:

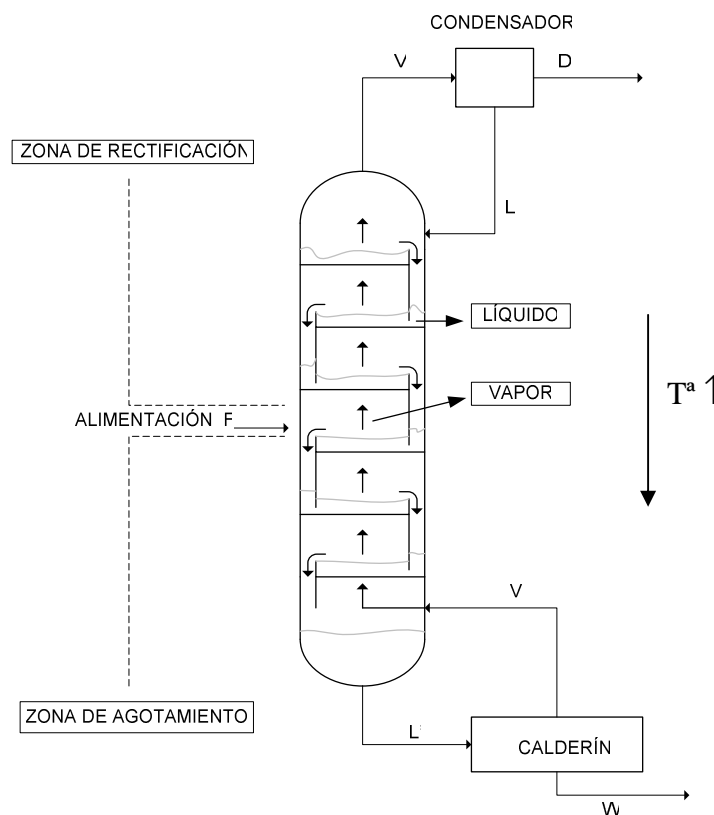


FIG. M.8.1.1: Funcionamiento general de una columna de platos

A esta torre entra una alimentación F con una composición $x_{F1}, x_{F2}, \dots, x_{Fn}$ (citados en orden decreciente de volatilidad y siendo n el número de componentes) y se obtiene por cabeza una corriente de destilado D con una composición $x_{D1}, x_{D2}, \dots, x_{Dn}$ y una corriente de colas W con una composición $x_{W1}, x_{W2}, \dots, x_{Wn}$ (en ambos casos, con $n \geq n$ en la alimentación).

En el interior de la columna se producen corrientes ascendentes de vapor (V, V') y descendentes de líquido (L, L') que están en íntimo contacto. El líquido desciende por la fuerza de la gravedad, mientras que el vapor asciende debido a la fuerza de una ligera diferencia de presiones de plato a plato. Esta diferencia de presiones está generada en el calentador inferior (generalmente de aceite térmico, como es este caso, o de vapor de agua) denominado calderín o rehervidor (combina las funciones de calefacción y separador de fases), donde la presión es más elevada. El vapor pasa a través de aberturas

que presentan los platos y entra en contacto con el líquido que circula a lo largo de los mismos. Si el contacto entre el vapor y el líquido en los platos fuese suficiente para que se alcanzase el equilibrio entre las corrientes de vapor y líquido que abandonan el plato, entonces cada plato proporcionaría la acción de una destilación flash.

La zona por encima de la alimentación se denomina de rectificación o enriquecimiento ya que enriquece el vapor en los componentes más volátiles, mientras que la parte de abajo se denomina agotamiento o stripping porque agota al líquido en los más volátiles. Con respecto a la temperatura, si se analiza el proceso en el diagrama TXY, fácilmente se observa que se produce un incremento de temperatura al descender en la columna, debido a que los puntos de burbuja de las disoluciones que se encuentran en la zona de agotamiento son más altos ya que están más concentradas en los componentes más pesados.

En la parte superior de la columna aparece un condensador (generalmente un aerorrefrigerante, como es el caso presentado en el actual proyecto, o un intercambiador de agua) que toma el vapor de cabeza de la columna y condensa una porción del mismo, devolviéndolo a la torre como reflujo. Este condensador es un condensador parcial, llamado así porque sólo condensa una fracción del vapor de cabeza. Se utiliza también con frecuencia condensadores totales que condensan completamente el vapor ascendente y lo divide en dos porciones: una como producto de cabeza (D) y otra para su devolución al plato superior como reflujo (L). En las unidades proyectadas se emplean condensadores totales.

8.1.2. Método de resolución

El método de determinación del número de etapas ideales (a partir de éstas se calculan el número de etapas reales con la inclusión del rendimiento global) llevado a cabo ha sido prácticamente similar para las cuatro torres de rectificación. Debido a que los métodos gráficos, que resultan tan útiles en el diseño de procesos de destilación de mezclas binarias, no pueden aplicarse en el caso que nos ocupa, mezclas multicomponentes, es necesario el empleo de métodos algebraicos diferentes. Se puede

decir que se ha complementado un método riguroso, el método etapa a etapa, con un método aproximado, el método de grupo:

El primero de ellos parte de fijar las condiciones en una etapa y calcular el resto de las etapas secuenciales mediante un adecuado procedimiento iterativo. Para la columna Decano se ha partido de la etapa inicial del calderín y continuado el cálculo hasta el otro extremo de la columna. Este método es únicamente aplicable cuando todos los componentes de la alimentación se encuentran al menos en una de las dos corrientes de salida. Ya que esto no ocurre en las columnas Tridecano y Splitter, en ellas se ha aplicado el método propuesto por Lewis-Mathenson, algo menos preciso, que parte de considerar como independientes las composiciones de destilado y colas y, a partir de ahí, calcular el resto de la columna. Eso sí, en todas las columnas se ha considerado que tanto el caudal de líquido como el de vapor son constantes en cada una de las secciones de la columna (en el apartado 2.2.3.2 del Anexo II se muestra la deducción de este hecho). Dicha simplificación facilita enormemente los cálculos y es válida en aquellos sistemas en los que el incremento de temperatura total no es muy grande y las sustancias poseen puntos de ebullición relativamente similares; por tanto, se puede considerar adecuada para las columnas de Molex Fraccionamiento.

El inconveniente planteado en el método etapa a etapa es que no es posible llevar a cabo este cálculo si no se conoce previamente la relación de reflujo. Por este motivo ha sido necesario el empleo de un método de grupo; concretamente, el método de FUG, una secuencia de cálculo propuesta por Fenske, Underwood y Gilliland. Realmente, para la obtención de los resultados definitivos, ha sido empleado únicamente una parte del método, el “submétodo” de Underwood, que permite el cálculo de la relación de reflujo mínima y, por tanto, resuelve en gran medida el problema planteado al inicio del párrafo, el cálculo de la relación de reflujo, ya que ésta se calcula como el producto del reflujo mínimo por un valor determinado que optimiza económicamente el diseño de la columna y depende de diversos factores (en el capítulo 2 del Anexo II se muestra el valor escogido y los parámetros tenidos en cuenta en dicha selección).

Junto con el cálculo de la relación de reflujo mínimo, se ha completado el método de FUG con el fin de verificar el número de platos calculado por el método

etapa a etapa (junto con la ayuda del “submétodo” Underwood). Dicha comparación es aproximada, no sólo porque un método es riguroso y el otro aproximado, sino también porque el método de FUG proporciona generalmente un número de etapas ideales superior al real, es un método conservador.

Finalmente se decidió ver la concordancia entre la localización del plato de alimentación proporcionada por el método riguroso y la resultante de utilizar una ecuación empírica adecuada para tal determinación, la expresión de Kirkbride.

Como nexo de unión entre este punto y el diseño hidráulico se introducirá el concepto de eficacia o rendimiento, brevemente citado al inicio de este apartado. Es fundamental tener claro que en un plato real no llega a alcanzarse el equilibrio entre el líquido y el vapor que salen de él, de manera que la composición del vapor que sale del plato es menor que la del equilibrio y la del líquido mayor. Por tanto, el número de platos ideales obtenido por el método de resolución explicado previamente ha de ser corregido por la eficacia (el calderín se considera con una eficacia del 100%). Dicha corrección dará lugar al número de platos reales necesarios para que se den tantos equilibrios como platos ideales fueron calculados, de forma que cuanto más alto sea el rendimiento, menor será la diferencia entre el número de platos ideales y reales, mejor trabajará la columna (más cerca estará cada plato del equilibrio) y, en definitiva, menores serán los costes; en este punto se centra la importancia del diseño hidráulico, ya que su correcto o incorrecto diseño repercutirá directamente en la eficacia. Resaltar por último que se aplicará el concepto de eficacia global, es decir, la eficacia referida a toda la columna; lógicamente, ésta dependerá a su vez de la correspondiente a cada plato.

8.1.3. Características generales del diseño hidráulico

En este punto serán comentados los aspectos generales del diseño hidráulico de las cuatro columnas de destilación y justificadas desde el punto de vista cualitativo las alternativas llevadas a cabo.

Una de las primeras decisiones es seleccionar el tipo de plato o bandeja. Los platos más ampliamente utilizados son los platos perforados, los platos de válvula y los platos de campana de borboteo, aunque hoy en día estos últimos se tienden a reemplazarlos por los primeros debido a su alto coste. Se ha decidido emplear platos perforados por diferentes motivos. Por un lado, presentan una construcción sencilla, requiriendo la perforación de pequeños agujeros en la bandeja, lo cual da lugar a un bajo coste. Junto a ello, se caracterizan por su versatilidad y disponibilidad, y presentan como inconveniente la posibilidad de que la corriente líquida descienda, goteando, a través de los agujeros. Este problema se ha resuelto trabajando con una velocidad del gas relativamente alta.

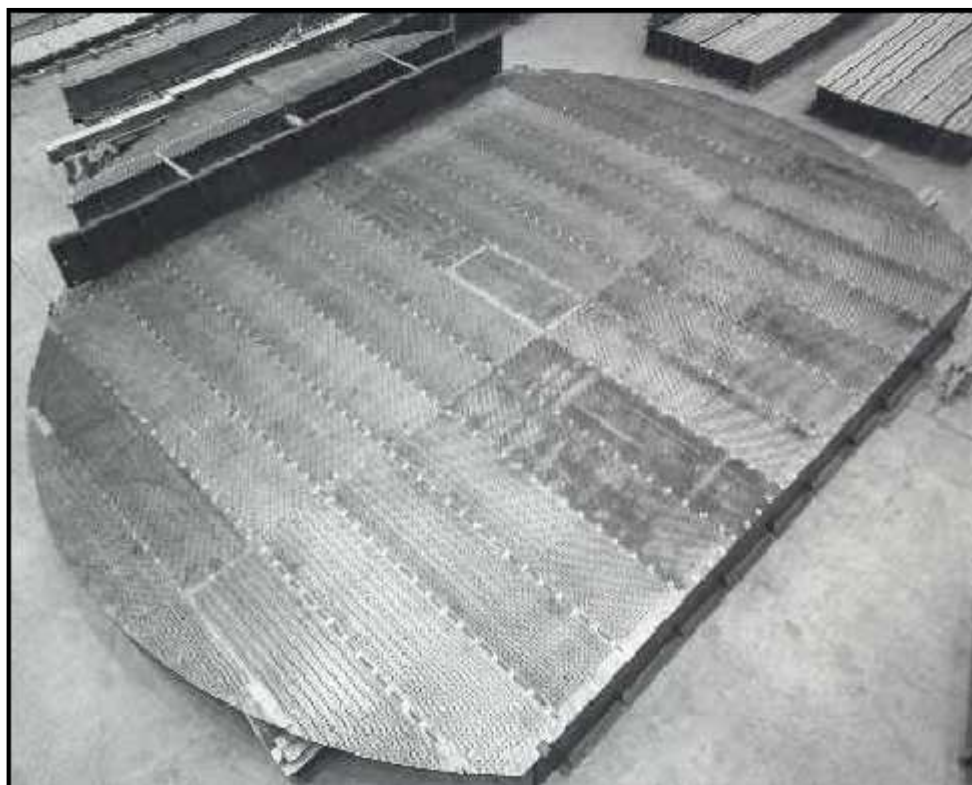


FIG. M.8.1.2: Plato perforado

Con respecto al camino que recorre el líquido en el plato, existen disposiciones en la columna con diferente conformación para realizar el contacto entre las fases. Los más empleados en la industria son los de flujo cruzado, que utilizan los platos donde se aloja el líquido y las perforaciones para que circule el vapor y entre en contacto con el líquido, mientras que el líquido circula de un plato a otro a través del vertedero. En función de los caudales de líquido y vapor, puede ser necesario disponer de varios

vertederos para que descienda el líquido. En este caso, la elección ha ido dirigida hacia los platos de flujo cruzado de paso único, ya que los caudales internos no eran excesivamente grandes como para optar por el doble paso:

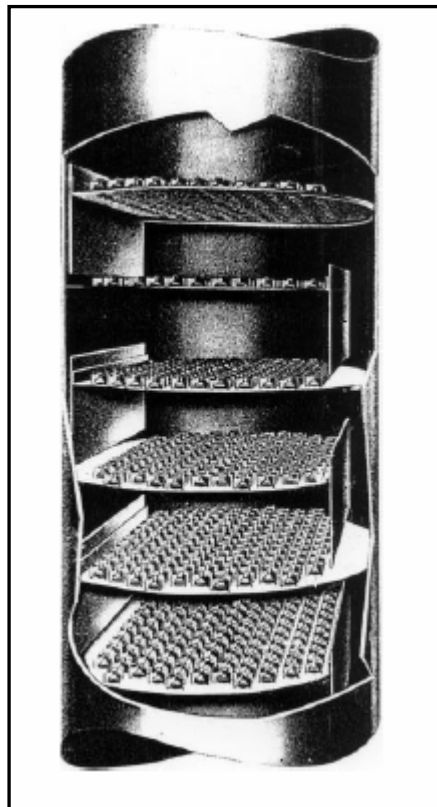


FIG. M.8.1.3: Vista interior de una columna de destilación de platos de flujo cruzado de paso único

Una vez definidas estas “medidas”, se centrará la atención en las distintas partes internas de las columnas y dimensiones geométricas, estableciendo el valor de aquéllas que sean comunes a las cuatro columnas (en el Plano N° 7 son ilustradas las principales magnitudes características de los platos). Es importante comentar que parte del diseño hidráulico de una columna de platos se basa en la experiencia previa y lo indicado por la bibliografía:

- Diámetro de las perforaciones (d_o) y pitch (p'):

Las perforaciones tendrán un diámetro de 4.5 mm, valor más típico, y se colocarán en los vértices de un triángulo equilátero a una distancia entre los centros (pitch) de 12 mm.

D_o (mm)	4.5
p' (mm)	12.0

- Diámetro de la torre (T):

El diámetro de la torre y, en consecuencia, su área transversal debe ser lo suficientemente grande para manejar el flujo de gas y del líquido dentro de la región satisfactoria. Esta región satisfactoria tiene fundamentalmente su límite superior en la inundación y su límite inferior en el lloriqueo. Se explicarán ambos fenómenos ya que su comprensión facilitará la determinación del diámetro óptimo:

- Cuando existe una diferencia elevada de presión en el espacio entre los platos, el nivel de líquido que abandona un plato a presión relativamente baja y entra a otro con presión alta, necesariamente debe ocupar una posición elevada en las tuberías de descenso (vertederos). Al aumentar la diferencia de presión debido al aumento en la rapidez de flujo del gas o del líquido, el nivel en la tubería de descenso aumentará más aún para permitir que el líquido entre en el plato inferior. Finalmente, el nivel del líquido puede alcanzar el nivel del plato inferior. Un incremento mayor, ya sea en el de flujo de gas o del líquido, agrava rápidamente la situación, y el líquido puede llenar todo el espacio entre los platos. Entonces, la torre queda inundada, la eficiencia de los platos disminuye a un valor muy bajo, el flujo de gas es errático y el líquido puede forzarse hacia la tubería de salida en la parte superior de la torre.
- Por el contrario, si la velocidad del vapor es muy baja, parte del líquido caerá a través de los orificios del plato por los que el vapor debería ascender, produciéndose así el fenómeno de lloriqueo o goteo.

Según esto, se trabajará a velocidades de vapor comprendidas entre las máxima (inundación) y mínima (lloriqueo), aunque claramente más próxima a la primera, con el fin de mejorar la eficiencia del plato. La explicación de ello se debe a que la superficie interfacial debe ser lo mayor posible, para así favorecer la transferencia de materia. Y para ello, las burbujas de vapor deben ser lo más pequeñas posible, lo cual se consigue

con velocidades de vapor relativamente elevadas, de modo que, al pasar por los orificios del plato, se disperse completamente en el líquido. Además, una alta velocidad tanto en el líquido como en el vapor provocará una turbulencia relativamente alta que reducirá la resistencia a la transferencia de materia opuesta por la capa límite. Por todo esto, en principio se trabajará con una velocidad de vapor del 80 % de la velocidad de inundación (ya que las parafinas no hacen espuma; en caso contrario, habría que reducir el porcentaje), a partir de la cual y del caudal de vapor se calcula el diámetro del plato. Sin embargo, en algunos casos ha sido conveniente aumentar dicho diámetro y, por lo tanto, reducir la velocidad del vapor debido al alto valor del flujo de líquido.

También es importante mencionar que se ha comprobado, una vez calculado el diámetro, que no tenía lugar el arrastre por espuma, otro fenómeno adicional que no se había citado anteriormente. Esta situación ocurre a altas velocidades del vapor, de manera que cuando éste se desprende de la espuma, puede arrastrar pequeñas gotas de líquido, que entrarían en el plato superior y modificarían el cambio de concentración establecido por la transferencia de materia. El cálculo del parámetro denominado Arrastre fraccional (E: fracción de líquido que entra en un plato y es arrastrado hacia el plato superior) ha permitido confirmar en todas las columnas la ausencia de tal fenómeno.

Finalmente, comentar que en las cuatro columnas los cálculos hidráulicos han proporcionado diferentes diámetros para la zona de rectificación y agotamiento de una misma torre, ya que los caudales internos variaban de una sección a otra debido a la introducción de la alimentación y la variación de propiedades tales como la densidad. Al ser el diámetro resultante de la sección inferior siempre mayor que el de la sección superior, se ha optado por diseñar las columnas con dos diámetros diferentes.

- Espaciamiento entre platos (t_p):

El espaciamiento entre los platos se escoge con base en la facilidad para la construcción, mantenimiento y costo. Según la experiencia, se recomienda y se escogerá, para diámetros de columna comprendidos entre 1 y 3 m, un valor de t de 0.6 m.

t_p (m)	0.6
-----------	-----

- Altura del rebosadero, derramadero o presa (h_w):

La profundidad del líquido sobre el plato, requerida para el contacto con el gas, se mantiene mediante un derramadero, el cual será recto. De forma genérica, se utiliza el valor de la décima parte de la separación entre los platos, esto es, 60 mm.

h_w (m)	0.06
-----------	------

- Distancia faldón del vertedero-plato (h_L):

El líquido se lleva de un plato a la siguiente mediante los vertederos. En las columnas proyectadas los vertederos son simples partes de la sección transversal de la torre, eliminadas para que el líquido fluya de un plato a otro verticalmente. Puesto que el líquido se agita hasta formar una espuma sobre el plato, debe permitirse que permanezca un tiempo adecuado en el vertedero para permitir que el gas se separe del líquido, de tal forma que sólo entre líquido claro en el plato inferior. El vertedero ha sido colocado lo suficientemente cerca del plato inferior como para que se una al líquido en ese plato; así se evita que el gas ascienda por el vertedero para acortar el camino hacia el plato superior. Esa distancia (h_L), según dictamina la experiencia, se toma como la altura del rebosadero menos 25 mm, es decir, 35 mm.

h_L (m)	0.035
-----------	-------

- Longitudes y áreas características de un plato:

Otras dimensiones de interés asociadas a los platos y que, básicamente, dependen del diámetro de los mismos se citan a continuación:

- Longitud de los derramaderos (W).
- Distancia entre los vertederos (Z).
- Área total del plato (A_t).
- Área neta (A_n): área total del plato menos la ocupada por los vertederos (A_v).
- Área activa (A_a): área neta menos área de las vigas.
- Área de las vigas (A_{vig}): área que ocupan las vigas que soportan el plato (dos con el largo del vertedero y una con el diámetro de la torre).
- Área de perforaciones (A_o).

Finalmente, cuando se ha dimensionado la columna (diámetro de los platos, longitud del derramadero, distancia entre vertederos, altura entre platos, etc.), se comprueba si las dimensiones propuestas son adecuadas para el correcto funcionamiento de la unidad. Esta corroboración se hace en base a la máxima carga del vertedero, el flujo de líquido y la caída de presión en el plato.

8.1.4. Reglamentación y códigos de construcción. Características generales del diseño mecánico

En este apartado se comentarán los aspectos generales referentes al diseño mecánico de las cuatro columnas de destilación, argumentando lo más cualitativamente posible los reglamentos a tener en cuenta, las alternativas ejecutadas, etc.

El diseño mecánico de las columnas de destilación se regirá por las especificaciones referentes al diseño de recipientes a presión, las cuales se basarán en el Reglamento de Aparatos a Presión y su ITC MIE-AP6 relativa a refinerías de petróleo y plantas petroquímicas, complementándose con el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas y su ITC MI-IP 01 "Refinerías". El código de diseño y construcción seguido ha sido el Código ASME, y, concretamente, la Sección VIII División 1. A continuación se justifica el uso de estos reglamentos y normas.

Según el Reglamento de Aparatos a Presión se someterá a las prescripciones, inspecciones técnicas y ensayos, que éste determina, los aparatos destinados a la producción, almacenamiento, transporte y utilización de los fluidos a presión, en los términos que resulten de las correspondientes Instrucciones Técnicas Complementarias (I. T. C.). Teniendo en cuenta el ámbito del proyecto, en principio la ITC aplicable es la relativa a refinerías de petróleos y plantas petroquímicas. Esta ITC incluye dentro de su ámbito a los denominados aparatos normales, aparatos destinados a los diferentes procesos cuya temperatura de diseño sea superior a 0 °C y presión máxima de servicio superior a 1 kg/cm² manométrico, comprendiendo a título orientativo, entre otras, las columnas, los acumuladores, los intercambiadores de calor y los aerorrefrigerantes. Por tanto, las cuatro columnas proyectadas se regirán por esta instrucción ya que trabajan en un intervalo de temperaturas infinitamente superior a 0 °C y, tal y como se indicará

posteriormente en las condiciones de operación de cada columna, a una presión absoluta promedio de 2 atm ($\approx 2 \text{ kg/cm}^2$), de manera que la máxima de servicio superará este valor (por ejemplo, en el fondo de la columna). Además, dicha ITC establece que los aparatos incluidos en su campo de aplicación cumplirán también las especificaciones que se indican en el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas. Dentro de éste, se prestará especial atención a su ITC MI-IP 01 “Refinerías”, ya que sus disposiciones se aplican, entre otras, a las unidades petroquímicas anexas a una refinería.

Con respecto al código de diseño, el Reglamento de Aparatos a Presión y su ITC indican simplemente que el código de diseño o sistema de cálculo debe ser de reconocida solvencia técnica, mientras que el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas y su ITC añade a ese comentario la mención de códigos tales como API, ASME, NFPA, etc. Se ha decidido aplicar el Código ASME, y, en particular, la Sección VIII (Recipientes a Presión) División I, en la cual se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada de ASME para los recipientes a presión. De hecho, la mayor parte de los recipientes a presión que se emplean en la industria de proceso en Estados Unidos deben construirse y diseñarse de acuerdo con lo vigente en la Sección VIII, División I.

El Código ASME, Sección VIII, División 1 excluye, de forma específica, los recipientes que presentan una presión interna que no supera el valor de 15 psi y establece que las reglas se aplican para presiones que no sean superiores a un valor de 3000 psi, intervalo de operación en el que se encuentran las cuatro columnas proyectadas.

Según la clasificación de los tipos de recipientes en función de su uso y su forma, las columnas de destilación diseñadas se encuadran dentro del grupo de recipientes de proceso –torres- cerrados cilíndricos verticales con cabezas formadas. No es apto el uso de fondos planos ya que, además de no proporcionar las prestaciones requeridas de los mismos en el proceso, sólo son adecuados para trabajar a presión atmosférica.

Tras esta introducción reglamentaria y normativa, se pasará a comentar distintos aspectos del diseño mecánico:

➤ Material de la columna.

El material a utilizar en la construcción de las columnas de destilación será acero inoxidable, al ser un criterio generalmente adoptado, en lugar de acero al carbón, aunque no se requiere necesariamente teniendo en cuenta los fluidos tratados. Por este motivo el acero seleccionado, de especificación SA-240, será el AISI 316, en lugar del 316 L, ya que éste último otorga una aún mejor resistencia a la corrosión. Estos aceros son más ampliamente utilizados en la industria petroquímica que otros como el AISI 304 o 304 L.

Material columnas	SA-240 Gr. 316
--------------------------	----------------

➤ Platos y material de éstos.

Los platos estarán contruidos del mismo material que la columna, acero inoxidable, con un espesor de 2 mm, es decir, son hojas metálicas. Su valor viene impuesto en función del diámetro de las perforaciones y el material.

Material platos	SA-240 Gr. 316
Espesor platos (mm)	2

Los platos estarán unidos a la cubierta, con el fin de prevenir el movimiento debido a oleadas de gas; de esa manera, se permitirá la expansión térmica. Esto se logrará utilizando anillos para soportar los platos que tengan orificios con cerraduras de ranura. Indicar también que, al tratarse de platos grandes, cada plato tendrá una entrada para persona de forma que se pueda trepar de un plato a otro para hacer reparaciones o limpieza. Las dimensiones de esta entrada serán, a excepción de la correspondiente a los platos de la zona de rectificación de la columna Decano (18 x 18 in), de 22 x 22 in.

➤ Fondos.

Los cabezales de las columnas serán toriesféricos, al ser los de mayor aceptación en la industria y de bajo coste. El cabezal superior será del tipo Klopper y el inferior del tipo Korbboogen. Se comentará dicha elección:

Generalmente, se emplean los de tipo Klopper, salvo que se dé alguna de las siguientes condiciones, en cuyo caso se utilizan los de tipo Korbbogen:

- ✓ Presión de diseño igual o superior a 7 kg/cm^2 .
- ✓ Temperatura de diseño superior a $350 \text{ }^\circ\text{C}$.
- ✓ Recipientes verticales cuya relación altura/diámetro sea superior a 10 (sólo afectaría al fondo inferior).

Así, para saber si tiene lugar alguna de estas situaciones, se muestran los valores de las variables correspondientes a cada condición para las cuatro columnas de destilación:

	T ^a diseño ($^\circ\text{C}$)	P diseño (kg/cm^2)	Altura/diámetro*
Columna Decano	263.2	4.07	12.71
Columnas Tridecano	309.8	4.07	13.38
Columna Splitter	325.8	4.07	14.76

* Diámetro exterior pequeño de la columna (situación más desfavorable).

Por consiguiente, únicamente se da la tercera de las condiciones, motivo por el cual ha sido necesario diseñar el fondo inferior del tipo Korbbogen.

Finalmente, mencionar que ambos fondos estarán contruidos con una parte cilíndrica, denominada pestaña o faldilla, por la cual se realizará la soldadura de unión fondo-carcasa. La función de esta pestaña es evitar que dicha soldadura se realice por la línea de tangencia (línea de transición de la figura bombeada del fondo a la cilíndrica –carcasa-), ya que ésta se encuentra sometida a grandes tensiones axiales que se traducen en fuertes tensiones locales y, por tanto, resulta ser el punto más débil de toda la columna. La presencia de dicha faldilla será común también a los acumuladores de reflujo y depósitos de almacenamiento.

➤ Distancia línea tangencia (L.T.)-plato.

La distancia entre la línea de transición del fondo Klopper y el plato último será tomada como un espacio entre platos, es decir, 0.6 m, al ser suficiente para la conexión de la tubería de reflujo. Para la zona inferior, esta

distancia será de 1 m, ya que parte del líquido acumulado en el fondo cubrirá una cierta fracción de esta longitud y, adicionalmente, debe haber espacio para la conexión de la tubería con vapor procedente del calderín.

Distancia L.T. fondo Klopper a último plato (m)	0.6
Distancia L.T. fondo Korbbogen a primer plato (m)	1.0

➤ Soporte y material del mismo.

Las columnas de destilación serán diseñadas como unidades autosoportadas utilizando faldones, los cuales irán soldados a tope al fondo inferior, de forma que los diámetros medios del faldón y la envolvente coincidan. Dispondrán de agujeros de ventilación, aberturas de acceso, aberturas para tubos y una capa de protección ignífuga:

- Al tratarse de hidrocarburos, los faldones estarán provistos de dos agujeros de 2 pulgadas de ventilación, situados a la altura de los fondos y a 180 grados uno del otro.
- La abertura de acceso será circular, con un diámetro de 20 pulgadas y estará situada opuesta a la abertura para tubos.
- La abertura para la tubería del fondo de la columna será circular y de diámetro 1 pulgada mayor al de dicha tubería.
- Los faldones de las torres serán protegidos tanto por el exterior como por el interior, incluso los fondos de las torres, por una capa de protección ignífuga, la cual será de hormigón de 150 kilogramos/centímetro cuadrado de resistencia característica a la compresión, aplicado manualmente en una capa de 5 centímetros de espesor.

Con respecto al motivo de elección de los faldones, en lugar de patas, silletas o consolas, indicar que se usan cuando se cumple algunas de estas condiciones:

- ✓ El diámetro de la envolvente sea superior a 1.5 m.

- ✓ La relación altura/diámetro del recipiente sea mayor que 5.
- ✓ Puedan esperarse vibraciones.
- ✓ El peso del recipiente lleno de agua sea superior a 15000 kg.

El punto segundo, tal y como se comprobó anteriormente, se cumple sobradamente. Lo mismo ocurre con la primera (ver diseño hidráulico de las cuatro columnas) y cuarta condición, cuyo resultado se adjunta en la parte inferior. Con respecto a la tercera, debido a las grandes alturas de las torres, es predecible que tengan lugar ciertas vibraciones. Por tanto, queda debidamente argumentado el uso de faldones.

	Masa del recipiente en operación (kg)*
Columna Decano	41371.01
Columnas Tridecano	242205.47
Columna Splitter	122939.63

* Peso del recipiente lleno de agua -prueba hidráulica- (situación más desfavorable al ser el agua notablemente más densa que las parafinas).

En relación al material del faldón, se empleará, a diferencia de las columnas, acero al carbón, lo cual es posible siempre que se suelden a placas externas del mismo material del cuerpo (acero inoxidable), soldadas previamente. Será seleccionado el SA-283 C, al ser uno de los aceros más económicos apropiados para recipientes y sustentaciones, y adecuado para las condiciones actuales, ya que no se violan ninguna de sus dos principales limitaciones: su espesor no puede exceder las 5/8 pulgadas y su temperatura de aplicación está comprendida entre -20 °F y 650 °F.

Material faldón

SA-283 Gr. C

➤ Espesor de las columnas.

El espesor requerido de las columnas ha sido calculado considerando que gobiernan los esfuerzos generados por presión interna (tensiones circunferenciales o transversales y axiales o longitudinales) y presión del viento. Se ha obviado como carga adicional el peso del recipiente ya que, por lo general,

la comprensión debida al peso del mismo es insignificante y no es de carácter controlador. Con respecto a las cargas de sismo, se ha supuesto que éstas y las de viento no ocurren simultáneamente, por lo que la torre ha sido diseñada con la carga mayor de las dos, la correspondiente al viento.

Los esfuerzos debido a presión interna han sido calculados para los fondos inferior y superior, las virolas de las secciones de agotamiento y de rectificación y la sección cónica de “interfase” entre las secciones anteriores; y los debido a las cargas de viento se calcularon en las juntas del faldón con la columna (sección de agotamiento), de ésta con la sección cónica inferior, de la sección cónica superior con la columna (sección de rectificación) y de ésta con el fondo superior, esfuerzos que repercutían en las virolas inferior, cónica y superior y en el fondo superior (sobre éste, al estar tan alto, la carga de viento es nula), respectivamente.

Por tanto, para cada zona de la columna se requiere un espesor determinado (ya que el espesor que se le adiciona por corrosión es común). Ante esta situación se abren tres posibilidades de diseño: se construye toda la columna con el mayor de los espesores calculados, se construye con el menor de los espesores y se disponen anillos de tensión en aquellas zonas que requieran un espesor superior, o se diseña cada zona con su espesor y se emplean soldaduras de unión “especiales”. Técnicamente, la primera opción es a priori la más conservadora; desde el punto de vista económico, teniendo en cuenta las relativamente pequeñas diferencias de espesores entre las distintas zonas, la alternativa primera también es la preferida. Por tanto, se ha decidido construir cada columna de destilación con un espesor constante y superior al máximo necesario (se escogen espesores estándares).

➤ Espesor y altura del faldón.

El espesor requerido del faldón se ha determinado a partir de los esfuerzos debido al viento y al peso de la torre (suma del peso total del armado y de operación). Como altura del faldón se tomará 2 m para la columna Decano y 2.5 m para las columnas Tridecano y Splitter, adicionándoles a estas cotas la

correspondiente al cabezal inferior. Estos valores de 2 y 2.5 m vienen impuestos fundamentalmente por la altura de las columnas que sustentan.

➤ Refuerzo en la unión cono-cilindro.

En la unión de la sección cónica a la carcasa cilíndrica, debido a la flexión y al corte, se inducen esfuerzos de discontinuidad que, posiblemente, deben compensarse con refuerzo (anillo atiesador).

Los estudios realizados para las cuatro columnas indican que dicho refuerzo es únicamente necesario en las uniones cono-cilindro de la columna Decano. El motivo principal de esto es la notable inclinación de la envolvente cónica debido a la acentuada transición de diámetros entre las zonas de agotamiento y rectificación (el diámetro se reduce 0.8 m en una altura de 0.6 m, la correspondiente al cono). En relación con las columnas Tridecano y Splitter, el cambio de diámetros entre la sección inferior y superior no es tan pronunciado como para que sea necesario la colocación de un refuerzo (0.33 m para las primeras y 0.15 m para la segunda); el exceso de espesor de las secciones hace las funciones de refuerzo

En relación con el refuerzo de la columna Decano, como el momento de inercia del anillo no es un factor de importancia, se ha utilizado una barra plana curvada con rodillos (del mismo material que la columna), más económica que los perfiles estructurales. Las características de la misma se muestran en el apartado 8.1.5.6 de *Diseño mecánico de la columna Decano*.

Material refuerzo

SA-240 Gr. 316

➤ Aislamiento.

Todas las columnas de destilación estarán aisladas ya que la temperatura de la superficie es mayor a 60 °C. Se seleccionará como material aislante fibra de vidrio, en formato de colcha (la otra opción, aunque poco extendida, sería en placa semirrígida), por tratarse del material que de forma más económica cubre

los requerimientos demandados, debido a que posee una muy baja densidad y su límite máximo de temperatura (538 °C) supera con un amplio margen la máxima temperatura de operación, en todos los casos.

Material aislante	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
--------------------------	--

Junto con el aislante, será necesario el empleo de materiales complementarios de sujeción y acabado. Con respecto a la sujeción, se utilizarán pernos autosoldables de acero inoxidable cobrizado de doble punta y de longitud 13 mm superior al espesor del termoaislante, debiéndose colocar de 8 a 10 piezas/m². Por otro lado, el acabado, cuya función es proteger el termoaislante del clima y el abuso mecánico, será una lámina de aluminio lisa de espesor 0.61 mm con recubrimiento anticorrosivo dieléctrico integrado a base de papel kraft con película de polietileno.

➤ Aberturas de inspección o bocas de hombre.

Se instalarán bocas de hombre de 22 pulgadas de diámetro (mínimo diámetro 16 pulgadas) encima del plato superior y debajo de los platos de alimentación e inferior, además de en aquellas alturas necesarias para que la distancia entre bocas de hombre no sea superior a 6 m. Por tanto, la disposición de las bocas de hombre dependerá de cada columna.

Diámetro bocas de hombre (m)	0.559
-------------------------------------	-------

➤ Escaleras y plataformas.

Todas las columnas dispondrán de una escalera tipo gato con jaula de protección, al ser el escalamiento mayor de 20 pies. Junto con ella, estarán provistas de varias plataformas de descanso desplazadas horizontalmente y situadas a la altura de las bocas de hombre. Estas plataformas tendrán un ancho de 3 pies 6 pulgadas con una barrera de seguridad de altura las mismas dimensiones que las anteriores.

La escalera tendrá las siguientes características, comunes a las cuatro columnas:

- Comienza a 7 pies del suelo y finaliza en la última plataforma.
- Los peldaños, de 16 pulgadas de ancho, estarán separados 1 pie.
- Está situada paralelamente a la columna, a 7 pulgadas de su aislamiento.
- Dispone de orejas de soporte cada 10 pies.
- Con respecto al túnel de protección, tiene un ancho de 17 pulgadas. Desde una vista superior, es un semicírculo, de 17 pulgadas de diámetro, prolongado 13 pulgadas hasta la escalera. Consta de carriles laterales, separados 4 pies, cuyo tamaño es solera plana de $2^{1/2}$ x $3/8$ pulgadas, además de varillas de seguridad perpendiculares a estos carriles de $1^{1/2}$ x $3/16$ pulgadas.
- Todo el material debe ser acero SA-36.

➤ Pescantes.

Al tratarse de recipientes verticales, se instalará en cada columna de destilación un pescante de capacidad suficiente para desmontar las válvulas en cabezas y elementos internos y, en ningún caso, esta capacidad será inferior a 500 Kg. Dicho pescante estará de acuerdo con el standard de diseño STD-RP-044.

➤ Conexiones.

Todas las torres disponen de cinco conexiones, correspondientes a las entradas de la alimentación, reflujo y vapor procedente del calderín, y salidas del vapor de cabeza y líquido del fondo. Al ser todas las conexiones mayores de $2 \frac{1}{2}$ pulgadas, éstas deberán ser bridadas de tipo SORF y de serie 150 como mínimo, serie que será empleada sin problema alguno, ya que permite, por ejemplo, a una temperatura de 750 °F (notablemente superior a la de operación en cualquiera de las cuatro columnas), trabajar a una presión de 100 psig.

➤ Válvulas de seguridad.

No sólo las columnas de destilación, sino los equipos restantes “a presión”, es decir, intercambiadores, aerorrefrigerantes y acumuladores de reflujo, dispondrán de una válvula de seguridad para prevenir que las presiones en el equipo alcancen niveles que puedan producir roturas o fallos mecánicos. Su actuación en caso de sobrepresión consistirá en descargar el exceso de líquidos y vapores hasta que la presión en el circuito o equipo protegido caiga de nuevo dentro de los límites normales de funcionamiento. Cada válvula de seguridad se caracterizará por ser de apertura total, sistema de resorte, y por la condición de que la apertura de la misma debe ser ayudada por la presión del fluido evacuado, de tal forma que la apertura asegure una sección de paso a través de la válvula igual al 80 % de la sección neta de paso en el asiento después de la deducción, de la sección transversal, de los obstáculos en el orificio.

Los destinos de los fluidos descargados por las válvulas de seguridad vienen impuestos por la tabla adjunta, perteneciente a la ITC MI-IP 01 “Refinerías” y, por tanto, son de carácter reglamentarios. Así, los vapores (de proceso procedentes de válvulas de seguridad: inflamables y no tóxicos) se evacuarán a la antorcha, que quemará a la atmósfera de un modo controlado y seguro estos vapores; cada planta de tratamiento de hidrocarburos debe disponer de, al menos, una antorcha como elemento de seguridad. Los líquidos (de proceso, líquidos de válvulas de seguridad) o mezclas de vapores y líquidos se descargarán a través de un recipiente donde la fase líquida pueda separarse y enviarse, posteriormente, a un sistema de evacuación.

Mínimas condiciones de seguridad *					
Fluidos y condiciones	Descarga directamente a la atmósfera A	Descarga a la de antorcha B	Descarga a un sistema de evacuación C	Retorno a proceso D	Descarga a drenaje E
1. Vapores de proceso procedentes de válvulas de seguridad:					
1.1. Inflamable, no tóxicos, de válvulas y escapes:					
1.1.1. Más ligeros que el aire.	*(1)	*	-	-	-
1.1.2. Más pesados que el aire, en el que permanecen vapores en condiciones atmosféricas, acompañados de un dispersante	*(1)	*	-	-	-
1.1.3. No condensables, más pesados que el aire	-	*	-	-	-
1.1.4. Condensables ⁷ en condiciones atmosféricas, acompañados por vapor de agua dispersante.....	-	-	*	-	-
1.2. Inflamables, tóxicos	-	*(2)	*(4)	-	-
1.3. No inflamables, no tóxicos.....	*	-	-	-	-
1.4. No inflamables, tóxicos:					
1.4.1. No condensables.....	-	*(3)	*(4)	-	-
1.4.2. Condensables ⁷	-	-	*(4)	-	-
2. Vapores de válvulas de evacuación:					
2.1. Inflamables, no condensables..	-	*(4)	-	-	-
2.2. Inflamables-condensables.....	-	-	*(4)	-	-
2.3. No inflamables, no condensables, no tóxicos	*(1)	-	-	-	-
2.4. No inflamables, no condensables, tóxicos	-	*(3)	*(4)	-	-
2.5. No inflamables, condensables, no tóxicos	-	-	*	-	-
2.6. No inflamables, condensables, tóxicos	-	-	*(4)	-	-
2.7. Mezclas de vapor y líquido.....	-	-	*(4)	-	-
3. Gases, excedentes de procesos:					
3.1. Inflamable, tóxico o no tóxico..	-	*	-	-	-
3.2. No inflamable, tóxico	-	*(3)	*(4)	-	-
3.3. No inflamable, no tóxico	*	-	-	-	-
4. Líquidos de proceso:					
4.1. Líquidos ⁵ de válvulas de seguridad	-	-	*(10)	*(6)	-
4.2. Líquidos de válvulas de evacuación	-	-	*(4)	-	-
4.3. Líquidos de purgas ⁸	-	-	-	-	*(9)
4.4. Líquidos de proceso	-	-	*	-	*(9)
4.5. Agua	-	-	-	-	*(9)
4.6. Purgas de válvulas de seguridad	-	-	-	-	*(9)

Minimas condiciones de seguridad *					
Fluidos y condiciones	Descarga directamente a la atmósfera A	Descarga a la de antorcha B	Descarga a un sistema de evacuación C	Retorno a proceso D	Descarga a drenaje E
5. Vapor de agua y otros fluidos:					
5.1. Descarga de vapor a presión o de escape.....	*	-	-	-	-
5.2. Evacuación de calderas.....	-	-	*	-	-
5.3. Purgas de condensado de vapor de agua	-	-	*	-	*(11)
5.4. Vapor de agua condensado de recalentadores.....	-	-	*	-	*
5.5. Drenajes de superficie.....	-	-	-	-	*(11)

Notas:

¹ Llevará una inyección de vapor de agua en el tubo de descarga.

² Cuando no haya líquido presente en la válvula de descarga.

³ Preferible pasar los vapores a través de una antorcha de quemar, pero sólo si se descompone por el calor sin formación de productos.

⁴ Estudiar si requiere absorción o neutralización suplementaria de fluidos tóxicos, la cual deberá instalarse en caso afirmativo.

⁵ Fluidos líquidos a presión y temperatura atmosférica desfavorables que reinen en el lugar.

⁶ Se aplica particularmente la descarga de bombas de hidrocarburos calientes que alivian a la línea de succión. Las descargas de válvulas de seguridad que retornan el sistema deben ir a zonas de temperatura aproximadamente igual.

⁷ A la presión y temperatura atmosférica más desfavorable que reine en el lugar.

⁸ Se suponen cantidades muy pequeñas no extraídas continuamente (excepto agua) de válvulas, generalmente de 3/4 de pulgada y menores.

⁹ Si es tóxico, corrosivo o peligroso por otras causas, la descarga se efectuará a drenajes adecuados.

¹⁰ Las válvulas de seguridad de intercambiadores de calor pueden descargar separadamente a un depósito con escape a una chimenea de evacuación, por el que se comprueba la pérdida de válvulas y se mantengan los drenajes limpios de hidrocarburos. Las válvulas preparadas para descargar grandes cantidades se conectarán directamente a los sistemas de evacuación.

¹¹ Si no se recoge en un sistema de recuperación de condensadores y sólo en cantidades muy pequeñas; si es abundante deberá enfriarse previamente.

➤ Inspecciones y pruebas.

Las columnas de destilación tendrán que ser sometidas a las siguientes inspecciones y pruebas:

- En el taller del instalador, a un examen visual y control dimensional, y a una prueba de presión con la columna completamente llena del fluido de prueba.
- En el lugar de emplazamiento, a un examen visual, en el que se efectuará un control dimensional (si no se ha realizado anteriormente en el taller), y a una prueba de presión de valor igual a la primera en el caso de que, evidentemente, la columna haya sufrido alguna anomalía durante el transporte o la manipulación o que la inspección detecte algún fallo real o aparente que así lo aconseje.

- Periódicas, que serán, de manera general, tres. La primera, una inspección exterior, que consistirá, como mínimo, en una inspección visual de las zonas sometidas a mayores esfuerzos y a mayor corrosión, en una comprobación de espesores por ultrasonidos y en cualquier ensayo no destructivo que se considere necesario, siempre que las condiciones del proceso lo permitan (no será necesario poner fuera de servicio el sistema a inspeccionar); la segunda, una inspección interior, que consistirá, al menos, en una completa inspección visual de todas las partes sometidas a presión. Si no se pudiese llevar a cabo por imposibilidad física, se sustituiría por una prueba de presión; y la tercera, una prueba de presión, que consistirá en una prueba hidrostática o cualquier prueba especial sustitutiva de ésta que haya sido, previamente, autorizada por la Dirección Provincial del Ministerio de Industria y Energía (DPMIE). Se intentará combinar en lo posible con la inspección interior.

Con respecto al fluido de las pruebas, se utilizará normalmente agua a la temperatura ambiente ($> 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) y a una presión que dependerá, fundamentalmente, de la presión de diseño y del material de la columna (ver capítulo 2 del Anexo II). La prueba se mantendrá durante el tiempo necesario para examinar el tanque y observar si existen fugas o se producen deformaciones o asentamientos del terreno que puedan suponer un riesgo en su utilización. Durante estas pruebas, no se sobrepasará el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana.

Con el fin de determinar el organismo que realizará las inspecciones y pruebas en el taller del instalador y en el lugar de emplazamiento, y la frecuencia y obligatoriedad de las revisiones y pruebas periódicas, ha sido necesario encuadrar a cada columna en una de las cinco categorías que establece la ITC MIE-AP6, categorías resultantes de una combinación de los grupos de potencial de riesgos y los de las características de los fluidos de operación. Por tanto, teniendo en cuenta estos grupos (ver capítulo 2 del Anexo II), las columnas quedan encuadradas de la siguiente manera:

Características del fluido	A
Potencial de riesgo	
2	Categoría I (cols. Tridecano y Splitter)
3	Categoría II (col. Decano)

Como consecuencia de esta clasificación final, las inspecciones y pruebas en el taller del instalador y en el lugar de emplazamiento, correspondientes a cada columna, serán ejecutadas por una EC a excepción de la inspección en el taller del instalador, la cual podrá ser llevada a cabo indistintamente por el control de calidad del fabricante o por una EC. En relación con la frecuencia y obligatoriedad de las revisiones y pruebas periódicas (y organismo encargado de realizarlas), se muestra el siguiente resumen final:

	Inspección y pruebas periódicas		
	Inspección exterior	Inspección interior	Prueba de presión
Col. Decano	Cada cuatro años (inspector propio)	Cada ocho años (EC)	Cada dieciséis años (EC)
Cols. Tridecano y Splitter	Cada tres años (inspector propio)	Cada seis años (EC)	Cada doce años (EC)

8.1.5. Columna Decano

8.1.5.1. Introducción: características principales y equipos

La columna Decano constituye la primera unidad de procesamiento de la alimentación parafínica procedente de la unidad anterior de adsorción. Esta columna tiene como principal misión proporcionar una corriente de relativo bajo caudal con una alta pureza en decano, motivo por el cual posee una gran zona de rectificación en comparación con la zona de agotamiento. Con respecto a sus dimensiones, tal y como se comprobará en la exposición de los resultados, se caracteriza por disponer del número de pisos menor de las cuatro columnas (alto enriquecimiento del destilado en el más volátil –decano-, pero bajo agotamiento del residuo en el mismo componente –el

residuo es similar a la alimentación-) y de un diámetro idéntico al de la torre Splitter, siendo éste inferior al de las columnas Tridecano.

Centrándose en el proceso, la alimentación F, impulsada por la bomba BA, llega a la columna Decano (plato de alimentación) prácticamente como líquido saturado, una vez que ha sido calentada en los tres intercambiadores previos, ICA/D-4, ICA/RD-4 e ICA/O, con las corrientes de salida de la columna Splitter (aprovechamiento energético) y con una corriente de aceite térmico. Los elementos principales que constituyen esta primera unidad de destilación son:

- La columna Decano (CD-1) propiamente, teniendo lugar en su interior los sucesivos “equilibrios” que permiten la obtención de las corrientes con sus especificaciones.
- El aerorrefrigerante (AE-1), que condensa totalmente la corriente vapor de cabeza V. El líquido generado en el aerorrefrigerante desciende por gravedad hacia el botellón de reflujo. El hecho de que el condensador sea total se debe fundamentalmente a que los líquidos se almacenan con mayor facilidad que los vapores.
- El acumulador de reflujo (ARF-1), que almacena el líquido procedente del aerorrefrigerante durante un breve período de residencia (15 minutos aproximadamente), con el fin de asegurarse que el fluido posteriormente aspirado por las bombas se encuentre en estado líquido.
- Las bombas de reflujo y de destilado (BRF-1 y BD-1), que aspiran e impulsan la fracción del líquido procedente del acumulador que constituirá el reflujo a la columna (L) y el producto destilado (D), respectivamente. El destilado, posteriormente, se enfriará en el intercambiador ICW/D-1 y se almacenará en el depósito DAD-1.
- El calderín (C-1), que vaporizará parcialmente la corriente procedente del fondo de columna L', dando lugar a una corriente vapor V', que retorna a la columna, y una corriente líquida W, que supondrá la alimentación de las dos columnas posteriores.

8.1.5.2. Condiciones de operación

Éstas son las siguientes:

- ✓ **Presión:** La presión absoluta promedio de la columna será 202650 Pa (2 atm), mínima presión requerida por motivos de seguridad (ver apartado 2.2.2 del Anexo II).
- ✓ **Temperatura:** Lógicamente, al variar a lo largo de la columna (va incrementando desde la zona de cabeza hasta la de colas), no se puede explicitar una única temperatura. Como temperaturas más representativas se muestran las asociadas al primer plato (colas), plato de alimentación y último plato (cabeza):

	T^a (°C)
Plato primero (colas)	240.4
Plato de alimentación	239.5
Plato último (cabeza)	204.2

- ✓ **Condición de alimentación:** La condición de alimentación (ϕ) tiene un valor de 1.02, es decir, se puede afirmar que la alimentación entra como líquido saturado, debido a que la alimentación llega a una temperatura de 240 °C y su punto de burbuja es de 241.9 °C.
- ✓ **Condición de Reflujo:** La relación de reflujo óptima, calculada como 1.45 veces la relación de reflujo mínima, tiene los siguientes valores, según se tome como reflujo interno o reflujo externo:

Reflujo interno (L/V)	0.92
Reflujo externo (L/D)	11.46

8.1.5.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida

Para la resolución del balance de materia ha sido necesario adicionar a las especificaciones referentes a la columna Decano, y que fueron expuestas en el capítulo 7 de la Memoria, una especificación “extra”:

Especificaciones de partida:

- $x_{D10} \geq 0.978$ (se ha impuesto 0.978 aunque se alcanza una pureza mínimamente superior).
- $D_{10} \approx 0.2 \cdot F_{10}$ (se ha tomado 0.2 exactamente).

Especificación adicional:

- La corriente de destilado estará constituida únicamente por decano y undecano.

Teniendo en cuenta estos datos, el balance de materia resulta así:

➤ Alimentación:

Temperatura (°C)	240.0
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	11.4 (9.5)	798.96 (113.68)
n-C11	25.8 (23.6)	1808.18 (282.64)
n-C12	26.3 (26.2)	1843.22 (313.97)
n-C13	21.6 (23.3)	1513.82 (279.10)
n-C14	11.9 (13.8)	834.00 (165.46)
n-C15	2.5 (3.1)	175.21 (37.22)
n-C16	0.5 (0.7)	35.04 (7.94)
Total	100.0 (100.0)	7008.44 (1200.00)

TABLA M.8.1.1: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la alimentación de la columna Decano

➤ Destilado:

Temperatura (°C)	204.0
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	97.8 (97.6)	159.79 (22.73)
n-C11	2.2(2.4)	3.59 (0.56)
n-C12	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
n-C13	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
n-C14	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
n-C15	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
n-C16	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
Total	100.0 (100.0)	163.39 (23.29)

TABLA M.8.1.2: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes del destilado de la columna Decano

➤ Residuo:

Temperatura (°C)	243.2
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	9.3 (7.7)	639.17 (90.94)
n-C11	26.4 (24.0)	1804.58 (282.08)
n-C12	26.9 (26.7)	1843.22 (313.97)
n-C13	22.1 (23.7)	1513.82 (279.10)
n-C14	12.2 (14.1)	834.00 (165.46)
n-C15	2.6 (3.2)	175.21 (37.22)
n-C16	0.5 (0.7)	35.04 (7.94)
Total	100.0 (100.0)	6845.06 (1176.71)

TABLA M.8.1.3: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes del residuo de la columna Decano

En referencia a las corrientes “internas-externas” de la columna (salen de ésta pero no del proceso global), sus características, desde el punto de vista de caudal, composición y temperatura, se muestran en detalle y explícitamente en los apartados en los que se exponen los equipos que las tratan, esto es, aerorrefrigerantes y calderines, básicamente. Aún así, implícitamente, se han expuestos a lo largo del apartado 8.1.5 las

temperaturas de todas ellas y las composiciones correspondientes al vapor de cabeza y líquido de reflujo (dichas composiciones son coincidentes con la del destilado). No obstante, con el fin de tener una idea de los caudales internos que circulan a través de la columna Decano, se muestran a continuación los caudales molares y másicos de las corrientes referidas previamente:

	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
Vapor de cabeza (V)	2035.98 (290.21)
Líquido de reflujo (L)	1872.79 (266.92)
Líquido fondo columna (L')	8881.04 (1509.69)
Vapor del calderín (V')	2035.98 (332.98)

TABLA M.8.1.4: Caudales molares y másicos de las corrientes de líquido y vapor de la columna Decano

8.1.5.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación

El número de platos de los que consta la columna Decano y la distribución de los mismos se muestran a continuación:

Nº platos zona de rectificación	22
Nº platos zona agotamiento	4
Nº platos totales	26

TABLA M.8.1.5: Número de platos de la columna Decano

Según esto, y teniendo en cuenta el equilibrio adicional que aporta el rehervidor, resulta un total de 27 etapas de “equilibrio”. Realmente, las 26 etapas de los platos no suponen 26 equilibrios, sino que el conjunto de todas ellas equivalen al número de equilibrios necesarios (etapas ideales), inferior a 26, para alcanzar las especificaciones impuestas.

La alimentación se introducirá en la interfase sección rectificación-sección agotamiento, esto es, sobre el plato 4.

8.1.5.5. Diseño hidráulico

En este apartado se muestran todos los resultados referentes al diseño hidráulico, a excepción de los comunes a las cuatro columnas, que fueron expuestos en el apartado 8.1.3. Como ya se introdujo en tal apartado, los cálculos hidráulicos dan lugar a diámetros de plato distintos para cada sección -agotamiento y enriquecimiento- (se analizan los platos más representativos, es decir, el primero y el de alimentación para la zona inferior, y el inmediatamente superior al plato de alimentación y el último para la zona superior, y se escoge para cada sección la situación más desfavorable, es decir, el mayor diámetro). Ante esta situación se puede optar bien por tomar el mayor de los diámetros para toda la columna o bien por diseñar cada sección con su diámetro calculado. Lógicamente, desde el punto de vista económico es preferible la segunda opción; al ser el diámetro de la zona de agotamiento superior al de la zona de rectificación, la viabilidad técnica confirma que esa será alternativa escogida. Por ello, en la presentación de los datos se distinguirá entre ambas secciones:

	Zona de agotamiento	Zona de rectificación
Diámetro de plato –T- (m)	2.134	1.353
Longitud derramadero-W- (m)	1.494	0.947
Distancia entre vertederos-Z- (m)	1.520	0.964
Área total del plato-A_t- (m²)	3.575	1.437
Área del vertedero-A_v- (m²)	0.314	0.126
Área neta-A_n- (m²)	2.948	1.185
Área de las vigas-A_{vig}- (m²)	0.283	0.171
Área activa-A_a- (m²)	2.665	1.014
Área de los orificios-A_o- (m²)	0.340	0.129
Nº orificios-n_o-	21371	8129

TABLA M.8.1.6: Características hidráulicas de los platos de la columna Decano

En relación con la justificación de la gran diferencia de diámetros existentes entre las secciones de la columna, cabe resaltar que, en principio, éstos deberían ser distantes ya que, aunque la velocidad impuesta es el 80 % de la velocidad máxima permisible para evitar la inundación, esta velocidad máxima no depende únicamente de las propiedades físicas de la mezcla líquido-vapor (que varían de un plato a otro), sino

que depende adicional y fundamentalmente del parámetro de flujo, un grupo adimensional utilizado en el diseño de platos que, al ser proporcional al cociente entre los caudales máxicos de líquido y vapor (e inversamente a las densidades de los mismos), varía claramente de una sección a otra como consecuencia de la inclusión de la alimentación. Sin embargo, esta diferencia esperada entre diámetros se acentúa en la columna Decano, ya que ha sido necesario reducir en la sección inferior la velocidad del vapor hasta un valor tal (50 % de la velocidad de inundación) que el diámetro resultante proporcione un flujo de líquido inferior al máximo permitido ($0.015 \text{ m}^3/\text{m diámetro}\cdot\text{s}$). A pesar de trabajar entonces con una velocidad de vapor inferior a la que, inicialmente, sería la óptima, ésta sigue siendo alta en comparación con la de lloriqueo (la cuadruplica). En caso de que esto no fuera así, la otra opción hubiese sido aumentar el número de pasos a dos.

Por otro lado, y como consecuencia del hecho anterior, la eficacia de los platos en la sección de enriquecimiento no coincide con la de éstos en la sección de stripping. La explicación se encuentra en que las eficacias más elevadas se obtienen con los recorridos más largos. Esto es, para recorridos cortos del flujo de líquido, el líquido que circula a través del plato está en general completamente mezclado, mientras que para recorridos más largos se puede representar el equivalente a dos o más zonas líquidas sucesivas completamente mezcladas. El resultado es una mayor fuerza impulsora media para transferencia de materia y, por consiguiente, una mayor eficacia. Así, la eficacia de la zona de agotamiento, con un diámetro mayor y, por tanto, una mayor distancia entre vertederos, es sensiblemente superior a la de la zona de rectificación. Concretamente, los valores son de 74.7 % y 65 %, respectivamente.

8.1.5.6. Diseño mecánico

En este apartado se muestran los resultados, de mayor importancia, referentes al diseño mecánico, a excepción de los comunes a las cuatro columnas, que fueron expuestos en el apartado 8.1.4 (ver Plano N° 6). Entre otros, se presentan las dimensiones y situación del refuerzo entre la carcasa cónica y cilíndrica, refuerzo únicamente implantando en la columna Decano, tal y como se adelantó en el apartado citado anteriormente:

<i>Carcasa cilíndrica</i>		
Espesor (mm)	9.5	
	Sección Agotamiento	Sección Rectificación
Altura* (m)	2.801	13.201
Diámetro exterior (m)	2.153	1.372
<i>Carcasa cónica</i>		
Espesor (mm)	9.5	
Altura (m)	0.6	
α (°)**	33.1	
<i>Fondos</i>		
Espesor (mm)	9.5	
	Tipo Korbbogen*** (inferior)	Tipo Klopper*** (superior)
Altura (m)	0.560	0.274
Radio mayor (m)	1.722	1.372
Radio menor (m)	0.332	0.137
Faldilla (mm)	33.3	33.3
Altura total columna – sin incluir faldón- (m)	17.436	
<i>Faldón</i>		
Espesor (mm)	7.9	
Altura (m)	2.560	
Altura total columna –con faldón- (m)	19.436	
<i>Aislamiento</i>		
Espesor (mm)	165	
<i>Refuerzo carcasa cónica-carcasa cilíndrica inferior/ superior</i>		
Espesor barra (mm)	9.5/ 2.4	
Anchura barra (mm)	50.4/ 33.1	
Distancia centro gravedad barra a unión (mm)	28.0/ 25.0	
<i>Plataformas</i>		
Número	5	
Situación en cotas (m)	2.400, 4.401, 9.201, 14.001 y 18.202	
<i>Bocas de inspección</i>		
Número	5	
Situación en cotas del centro (m)	3.060 (debajo del plato inferior -1-), 5.061 (debajo del plato de alimentación -4-), 9.861 (entre platos 11 y 12), 14.661 (entre platos 19 y 20) y 18.862 (sobre	

último plato -26-)

TABLA M.8.1.7: Características mecánicas de la columna Decano

- * No incluye los fondos.
- ** Ángulo entre la generatriz del cono y la prolongación de la carcasa superior (de menor diámetro).
- *** Ver Plano N° 8.
- **** Ver Plano N° 9.

8.1.5.7. Diagrama resumen columna Decano

Por último, se adjunta un diagrama de flujo que recopila los datos más representativos correspondientes a la columna Decano:

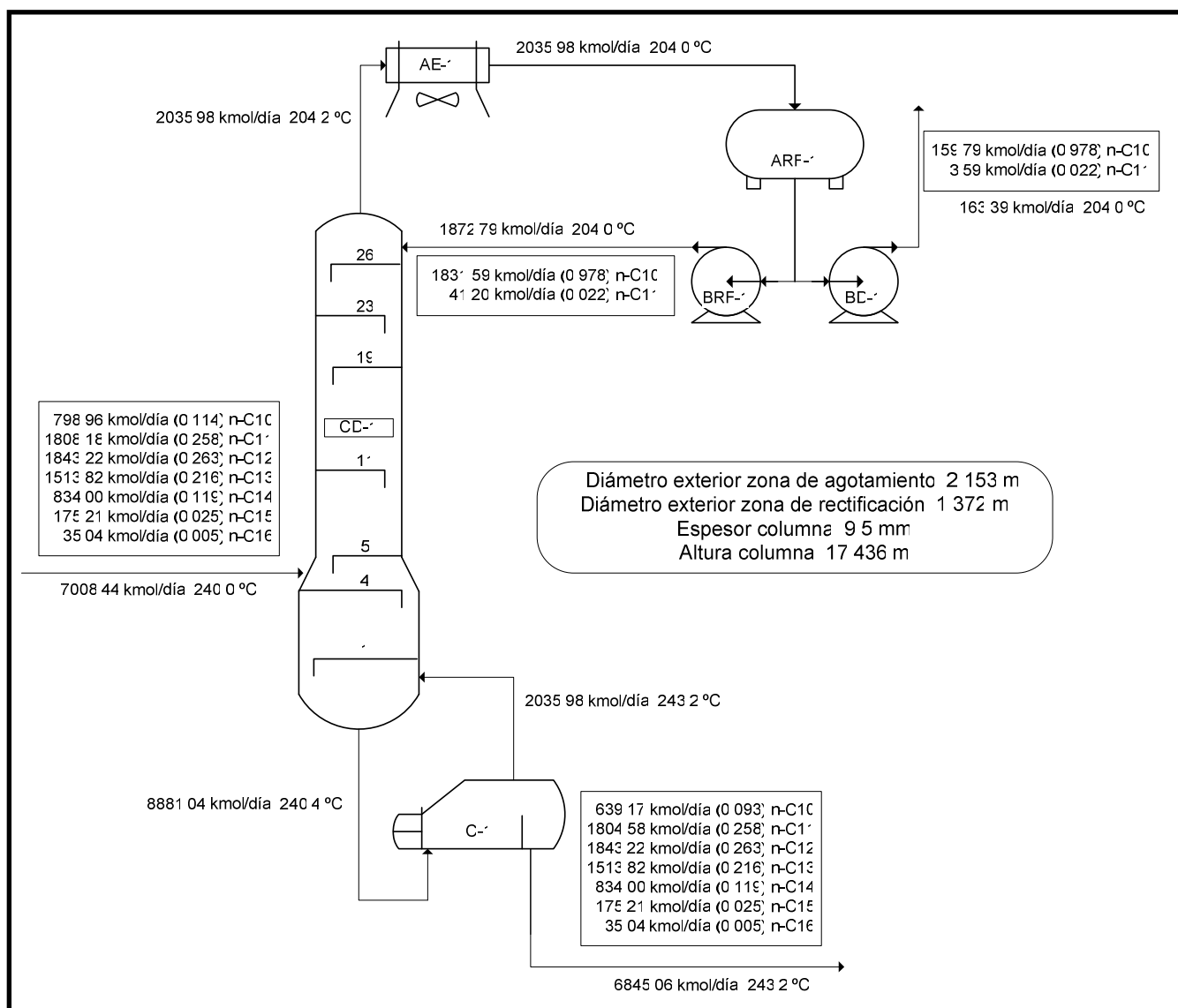


FIG. M.8.1.4: Diagrama de flujo resumen de la columna Decano

8.1.6. Columnas Tridecano

8.1.6.1. Introducción: características principales y equipos

Las dos columnas Tridecano constituyen las unidades de tratamiento del producto de colas de la columna Decano, producto similar tanto en caudal como en composición a la alimentación de la unidad global. Ambas columnas, que trabajan en paralelo entre sí y en serie con respecto a las restantes, son idénticas, procesando, por tanto, el mismo caudal, esto es, la mitad del procedente de la columna anterior. Se puede decir que estas columnas suponen el “corazón” y, a su vez, el punto de inflexión de la planta proyectada, ya que, por un lado, cubren la principal misión de ésta, es decir, proporcionar las corrientes de parafinas del rango adecuado para la posterior fabricación del LAB, y, por otro, “retiran” del proceso, en forma de estas parafinas, un porcentaje elevadísimo del caudal inicial, además de fraccionar completamente, en cuanto a composición, la alimentación. Como consecuencia de este último punto, el hecho de generar, a partir de una corriente del rango C10 a C16, dos corrientes que contengan, cada una de ellas, la mitad de estos compuestos (una constituida por parafinas del intervalo C10 a C13 y otra por parafinas del rango C14 a C16), hace que las torres se caractericen por un elevado número de platos (más o menos repartidos equitativamente entre las zonas de enriquecimiento y agotamiento) y, por consiguiente, por una gran altura. Dicha altura se compensa relativamente, en lo que respecta a la esbeltez, con un gran diámetro, resultado éste de los altos caudales internos generados en las columnas; las columnas Tridecano poseen las mayores dimensiones de la planta proyectada, tanto en altura como en diámetro.

En relación al proceso que tiene lugar, el residuo de la columna Decano, que se encuentra como líquido saturado, se bifurca en dos corrientes de igual caudal que son aspiradas por las bombas BRD-12 y BRD-13 e impulsadas hacia las columnas Tridecano CD-2 y CD-3, respectivamente. Los elementos y equipos principales que constituyen ambas unidades se citan a continuación:

- Las columnas Tridecano (CD-2 y CD-3) propiamente, en cuyo interior transcurre la transferencia de materia entre las corrientes líquidas descendentes y las corrientes vapor ascendentes.

- Los aerorrefrigerantes (AE-2 y AE-3), cuya función es condensar completamente el vapor V procedente de la zona de cabeza de las columnas.
- Los acumuladores de reflujo (ARF-2 y ARF-3), que toman las corrientes condensadas de los aerorrefrigerantes y las mantienen en su interior un determinado tiempo de residencia que garantice el estado líquido del fluido.
- Las bombas de reflujo y de destilado (BRF-2, BRF-3 y BD-2, BD-3), encargadas de distribuir el líquido saturado, proveniente de los botellones de reflujo, hacia el plato superior de las columnas, constituyendo el reflujo L, y hacia la unidad Pacol, suponiendo el destilado D, respectivamente.
- Los rehervidores (C-2 y C-3), a los cuales llegan las corrientes L' del fondo de las columnas. En ellos, ocurre un equilibrio adicional que, como consecuencia, permite la aparición de las corrientes de vapor V', que se recirculan a las columnas, y de las corrientes líquidas W. La unión de estas dos corrientes W dará lugar a la alimentación de la última columna.

8.1.6.2. Condiciones de operación

En esencia, éstas son:

- ✓ Presión: La presión absoluta promedio de la columna será 202650 Pa (2 atm).
- ✓ Temperatura: Tal y como fue comentado en la columna Decano, la temperatura varía al pasar de un plato a otro, aumentando a medida que se descende en las columnas. Por ello, se presentan únicamente las temperaturas extremas e intermedia de las mismas:

	T^a (°C)
Plato primero (colas)	288.7
Plato de alimentación	274.3
Plato último (cabeza)	245.4

- ✓ Condición de alimentación: Al proceder la alimentación del calderín de la columna anterior, su estado es de líquido saturado y, por consiguiente, la condición de alimentación (ϕ) tiene un valor de 1.00.

- ✓ Condición de Reflujo: Las columnas Tridecano trabajan con la siguiente relación de reflujo, expresada en forma de reflujo interno o externo. En teoría, dicho valor proporciona el óptimo económico de funcionamiento (1.45 veces la relación de reflujo mínima):

Reflujo interno (L/V)	0.64
Reflujo externo (L/D)	1.78

8.1.6.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida

Junto a la especificación explícita referente a los productos de salida de las columnas Tridecano, que fue expuesta en el capítulo 7, ha sido necesario considerar dos premisas adicionales que permitiesen definir el problema completamente:

Especificación de partida:

- Proporción molar n-C10: n-C11: n-C11: n-C12: n-C13 \approx 1:3:3:2.5 (en la práctica, 1:2.8:2.9:2.4).

Especificaciones adicionales:

- Las parafinas del rango C10 a C12 salen en su totalidad por cabeza, junto con el 99.5 % del componente C13 en la alimentación (y una mínima cantidad de C14).
- Las parafinas C15 y C16 salen en su totalidad por colas, junto con el 99.0 % del componente C14 en la alimentación (y una mínima cantidad de C13).

A partir de estas especificaciones, la resolución de los balances de materia lleva a las siguientes corrientes:

- Alimentación:

Temperatura (°C)	243.2
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	9.3 (7.7)	319.59 (45.47)
n-C11	26.4 (24.0)	902.29 (141.04)
n-C12	26.9 (26.7)	921.61 (156.99)
n-C13	22.1 (23.7)	756.91 (139.55)
n-C14	12.2 (14.1)	417.00 (82.73)
n-C15	2.6 (3.2)	87.61 (18.61)
n-C16	0.5 (0.7)	17.52 (3.97)
Total	100.0 (100.0)	3422.53 (588.35)

TABLA M.8.1.8: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la alimentación de las columnas Tridecano

➤ Destilado:

Temperatura (°C)	237.6
------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	11.0 (9.4)	319.58 (45.47)
n-C11	31.1 (29.2)	902.29 (141.04)
n-C12	31.8 (32.5)	921.61 (156.99)
n-C13	26.0 (28.7)	753.13 (138.85)
n-C14	0.1 (0.2)	4.17 (0.83)
n-C15	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
n-C16	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
Total	100.0 (100.0)	2900.78 (483.17)

TABLA M.8.1.9: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes del destilado de las columnas Tridecano

➤ Residuo:

Temperatura (°C)	289.8
------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)

n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.7 (0.7)	3.78 (0.70)
n-C14	79.1 (77.9)	412.83 (81.90)
n-C15	16.8 (17.7)	87.61 (18.61)
n-C16	3.4 (3.8)	17.52 (3.97)
Total	100.0 (100.0)	521.74 (105.18)

TABLA M.8.1.10: Temperatura, caudales y fracciones molares y máscas de los componentes del residuo de las columnas Tridecano

Considerando las unidades Tridecano como “cajas negras”, ya se ha definido las corrientes de entrada y salida de las mismas (alimentación, destilado y residuo). Si se hace la misma consideración con las columnas en lugar de con las unidades en su totalidad, habría que tener en cuenta cuatro corrientes adicionales de entrada y salida (vapor de cabeza, reflujo, líquido del fondo de columna y vapor del calderín). Con respecto a éstas, comentar que sus caracterizaciones (caudal, composición y temperatura) se muestran de manera explícita en los apartados en los que se exponen los equipos que las tratan, es decir, aerorrefrigerantes y calderines, básicamente. Sin embargo, además de las temperaturas de todas ellas y las composiciones correspondientes al vapor de cabeza y líquido de reflujo -coincidentes con la del destilado-, que han sido expuestas implícitamente durante el apartado 8.1.6., se anticiparán a continuación los caudales de estas cuatro corrientes, ya que éstos permitirán indirectamente conocer los caudales internos a través de las columnas Tridecano, lo cual ayudará a argumentar ciertos aspectos del diseño hidráulico, fundamentalmente:

	Caudal molar –kmol/día- (caudal máscico –Tn/día-)
Vapor de cabeza (V)	8066.25 (1343.57)
Líquido de reflujo (L)	5165.47 (860.40)
Líquido fondo columna (L')	8588.00 (1722.91)
Vapor del calderín (V')	8066.25 (1617.73)

TABLA M.8.1.11: Caudales molares y máscicos de las corrientes de líquido y vapor de las columnas Tridecano

8.1.6.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación

El número de platos que componen las columnas Tridecano y la distribución de éstos entre las secciones de rectificación y agotamiento se muestran a continuación:

Nº platos zona de rectificación	30
Nº platos zona agotamiento	24
Nº platos totales	54

TABLA M.8.1.12: Número de platos de las columnas Tridecano

Teniendo en cuenta el número de platos totales, tendrán lugar 55 etapas de “equilibrio”, ya que el calderín aporta un equilibrio adicional.

El plato de alimentación será el número 24, correspondiente a la separación entre las zonas de rectificación y agotamiento.

8.1.6.5. Diseño hidráulico

En este apartado se presentan los resultados principales concernientes al diseño hidráulico, exceptuando aquéllos expuestos en el apartado 8.1.3, comunes para las cuatro columnas (ver Plano N° 10). Como punto a destacar, comentar que el diámetro no es constante a lo largo de la columna, existiendo dos diámetros característicos, uno correspondiente a la zona de agotamiento y otro a la zona de rectificación (la viabilidad de este diseño ya se comentó con cierto detalle en el apartado de diseño hidráulico de la columna Decano):

	Zona de agotamiento	Zona de rectificación
Diámetro de plato -T- (m)	2.870	2.565
Longitud derramadero-W- (m)	2.009	1.796
Distancia entre vertederos-Z- (m)	2.045	1.828
Área total del plato-A_t- (m²)	6.470	5.169
Área del vertedero-A_v- (m²)	0.567	0.453
Área neta-A_n- (m²)	5.335	4.262
Área de las vigas-A_{vig}- (m²)	0.322	0.320

Área activa- A_a - (m^2)	5.013	3.942
Área de los orificios- A_o - (m^2)	0.639	0.503
Nº orificios- n_o -	40203	31613

TABLA M.8.1.13: Características hidráulicas de los platos de las columnas Tridecano

Con respecto a los datos mostrados, resaltan los grandes diámetros de las columnas Tridecano. Su explicación se encuentra en las especificaciones realizadas, al demandarse una corriente de destilado con una composición totalmente distinta a la de la corriente de alimentación y un caudal relativamente próximo a ésta. Más concretamente, se requiere que un porcentaje muy alto de la alimentación, en torno al 83 %, salga por cabeza en forma de destilado y que éste no presente en su composición los componentes C14, C15 y C16. Por tanto, es de esperar que el tránsito de caudales en el interior de la columna sea suficientemente grande como para que se lleve a cabo una transferencia de materia tal que permita alcanzar los requerimientos exigidos. Como consecuencia de esta circulación tan intensa, traducida principalmente en un muy alto caudal de vapor, es necesario disponer de grandes diámetros que permitan que se alcance la velocidad del vapor óptima; la comparación entre las tablas M.8.1.4 y M.8.1.11 indica que los caudales de vapor en las columnas Tridecano cuadruplican aproximadamente a los presentes en la columna Decano.

Continuando con los diámetros, la diferencia entre los correspondientes a cada sección de las columnas no difieren notablemente entre sí, al contrario de lo que ocurría en la columna Decano, ya que en ambas secciones es posible imponer una velocidad del 80 % de la velocidad de inundación sin que se supere el flujo de líquido máximo permitido en las columnas. Como resultado de este hecho, la eficacia no varía ostensiblemente de una zona a otra; concretamente, su valor es del 82.2 % en la zona de agotamiento y del 80.8 % en la de rectificación. Se puede comprobar que estos rendimientos son mucho más elevados que los que aparecían en la columna Decano, debido al mayor recorrido que experimentan las corrientes en los platos de las columnas Tridecano.

Por último, se quiere hacer mención en este apartado de una de las alternativas estudiadas y, finalmente, desechadas. En un primer momento se pensó en agrupar las actuales dos columnas Tridecano en una única. Sin embargo, al realizar el diseño

hidráulico de ésta, se obtuvieron como diámetros los valores de 3.39 m para la zona de enriquecimiento y de 5.03 m para la de agotamiento (diámetros sin estandarizar). A pesar de que, en casos extremos, se han construido columnas de hasta 8 m de diámetro, se ha optado por la opción de dos columnas en paralelo de inferior diámetro. El inconveniente de construir una única columna no radicaba sólo en el diseño de diámetros tan grandes, sino que, adicionalmente y como consecuencia de ello, las distancias entre platos se veían incrementadas (0.75 m para la sección superior y 0.9 m para la inferior, en lugar de los 0.6 m empleados en las dos columnas en paralelo) y, por consiguiente, la altura total de la columna aumentaba en torno a un 30 % con respecto a la de las columnas diseñadas finalmente.

8.1.6.6. Diseño mecánico

En este apartado se presentan los resultados más significativos del diseño mecánico de las columnas Tridecano, a excepción de los comunes a las cuatro columnas, que fueron expuestos en el apartado 8.1.4:

<i>Carcasa cilíndrica</i>		
Espesor (mm)	12.7	
	Sección Agotamiento	Sección Rectificación
Altura (m)*	14.801	18.001
Diámetro exterior (m)	2.896	2.591
<i>Carcasa cónica</i>		
Espesor (mm)	12.7	
Altura (m)	0.6	
α (°)**	14.3	
<i>Fondos</i>		
Espesor (mm)	12.7	
	Tipo Korbbogen*** (inferior)	Tipo Klopper**** (superior)
Altura (m)	0.753	0.518
Radio mayor (m)	2.316	2.591
Radio menor (m)	0.446	0.259
Faldilla (mm)	44.5	44.5
Altura total columna – sin incluir faldón- (m)	34.673	

<i>Faldón</i>	
Espesor (mm)	12.7
Altura (m)	3.253
Altura total columna –con faldón- (m)	37.173
<i>Aislamiento</i>	
Espesor (mm)	178
<i>Plataformas</i>	
Número	7
Situación en cotas (m)	3.093, 7.494, 11.694, 17.094, 23.694, 29.694 y 35.695
<i>Bocas de inspección</i>	
Número	7
Situación en cotas del centro (m)	3.753 (debajo del plato inferior -1-), 8.154 (entre platos 7 y 8), 12.354 (entre platos 14 y 15), 17.754 (debajo del plato de alimentación -24-), 24.354 (entre platos 34 y 35), 30.354 (entre platos 44 y 45) y 36.355 (sobre el último plato -54-)

TABLA M.8.1.14: Características mecánicas de las columnas Tridecano

* No incluye los fondos.

**Ángulo entre la generatriz del cono y la prolongación de la carcasa superior (de menor diámetro).

*** Ver Plano N° 11.

*** Ver Plano N° 12.

8.1.6.7. Diagrama resumen columnas Tridecano

Por último, se presenta un diagrama de flujo de una de las columnas Tridecano (ya que ambas son idénticas), el cual recopila los datos más representativos de dicha columna:

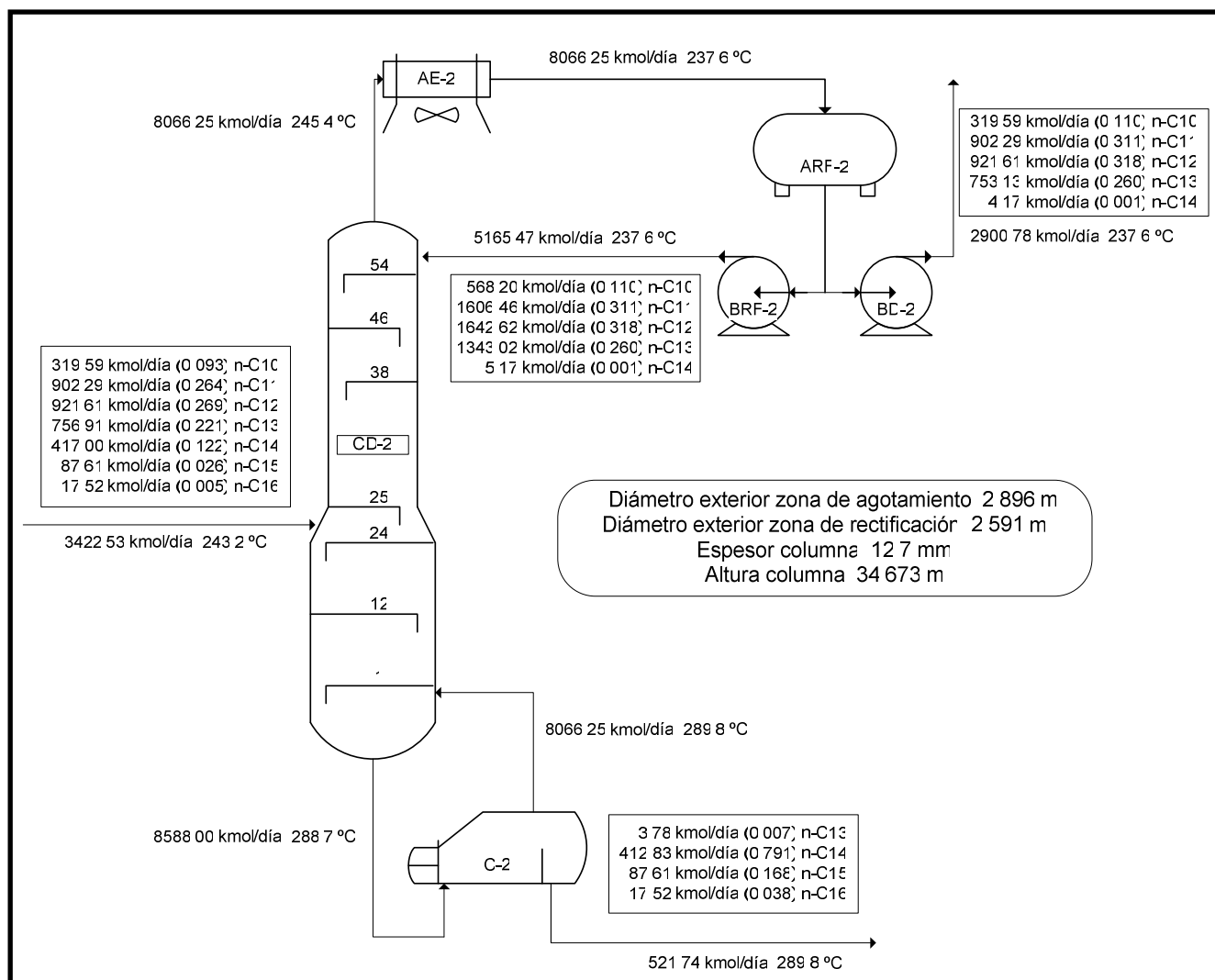


FIG. M.8.1.5: Diagrama de flujo resumen de las columnas Tridecano

8.1.7. Columna Splitter

8.1.7.1. Introducción: características principales y equipos

La columna Splitter es la última de las torres de fraccionamiento que constituyen la planta proyectada. Esta columna tiene como principal objetivo proporcionar dos corrientes: la de destilado, con un relativo alto caudal y rica en C14, y la de residuo, de menor caudal y constituida fundamentalmente por los componentes más pesados (C15 y C16). A diferencia de las corrientes de residuo de las unidades anteriores, que servían como alimentación de la siguiente, ésta supondrá un producto final. En relación a sus dimensiones, posee una altura elevada (inferior a la de las columnas Tridecano pero

notablemente superior a la de la columna Decano) debido al importante fraccionamiento que tiene lugar en ella, ya que de los tres componentes principales que llegan en la alimentación, el más volátil sale prácticamente en su totalidad por cabeza, ocurriendo lo propio por colas con los dos componentes pesados; el diámetro, que varía de manera poco acentuada de una sección a otra, es similar al de la zona de agotamiento de la columna Decano.

Con respecto al proceso, las bombas BRD-2 y BRD-3 trasladan las corrientes líquidas saturadas de los rehervidores de las columnas Tridecano hacia la entrada de la columna Splitter. Antes de dicha entrada, ambas corrientes convergen en una única que constituye la alimentación de la última columna. Los equipos principales que conforman la torre Splitter son:

- La columna Splitter (CD-4) propiamente, cuyos platos proporcionan los equilibrios necesarios para conseguir la pureza deseada.
- El aerorrefrigerante (AE-4), al cual llega el vapor saturado V de la cabeza de columna y se condensa en su totalidad. La corriente líquida resultante circula por gravedad hacia el depósito de reflujo.
- El acumulador de reflujo (ARF-4), que mantiene en su interior el líquido procedente del aerorrefrigerante un período de tiempo suficiente, en torno a 15 minutos, como para que no haya una evaporación parcial de dicha corriente.
- Las bombas de reflujo y de destilado (BRF-4 y BD-4), que recirculan a la columna una parte del producto procedente del botellón de reflujo (L) y transportan hasta su recepción la otra parte, el destilado (D), respectivamente. El destilado, posteriormente, se enfriará en el intercambiador ICA/D-4, calentando a su vez la alimentación de la planta, y en el cambiador de agua ICW/D-4, para finalmente almacenarse en el depósito DAD-4.
- El calderín (C-4), que calentará la corriente procedente del fondo de columna L' hasta una temperatura tal que se produzca el equilibrio entre la corriente vapor V' generada, que retorna a la columna, y la corriente líquida o residuo W. Este último será almacenado en el depósito DARD-4.

- La bomba de residuo (BRD-4), que es la responsable de transportar el residuo al depósito de almacenamiento citado anteriormente, previo paso por los intercambiadores de alimentación ICA/RD-4 y de agua ICW/RD-4.

8.1.7.2. Condiciones de operación

Las variables de operación principales son:

- ✓ Presión: Como en todas las columnas, la presión absoluta promedio de trabajo será 202650 Pa (2 atm).
- ✓ Temperatura: La columna Splitter se caracteriza por trabajar a las temperaturas más altas de la planta proyectada ya que en su interior se destilan los componentes más pesados, una vez separados en las anteriores torres los más volátiles. A sí mismo, se distingue de las otras unidades en que la variación de temperatura entre un extremo y otro de la columna es de unos 20 °C (en las otras estaba en torno a los 40 °C), lo cual es lógico debido a que, al haber única y principalmente tres componentes (C14, C15 y C16), el rango de puntos de burbuja y rocío es inferior. Estas afirmaciones se pueden corroborar con las siguientes temperaturas:

	T ^a (°C)
Plato primero (colas)	304.7
Plato de alimentación	289.6
Plato último (cabeza)	286.4

- ✓ Condición de alimentación: La condición de alimentación (ϕ) es la unidad, ya que llega el residuo de los calderines de las torres Tridecano, el cual se encuentra en estado saturado.
- ✓ Condición de Reflujo: Del mismo modo que en las columnas anteriores, la relación de reflujo óptima ha sido calculada como 1.45 veces la relación de reflujo mínima. Los valores de ésta, ya sean como reflujo interno o externo, son los siguientes:

Reflujo interno (L/V)	0.81
Reflujo externo (L/D)	4.20

8.1.7.3. Especificaciones. Composición, caudal y temperatura de las corrientes de entrada y salida

Para llevar a cabo la resolución del balance de materia ha sido necesario cuantificar y puntualizar algunas de las especificaciones mostradas en el apartado 7 referentes tanto al destilado como al residuo de la columna Splitter, así como adicionar alguna especificación “aclaratoria”:

Especificación de partida sin modificar:

- $x_{D14} \geq 0.98$ (se ha alcanzado 0.98).

Especificaciones de partida concretadas:

- El 98.5 % de C14 que llega a la columna como alimentación ha de salir como destilado.

Especificaciones adicionales:

- El componente C13 saldrá en su totalidad por la corriente de cabeza.
- El componente C16 saldrá en su totalidad por la corriente de residuo

Con todos los requerimientos bien definidos, el balance de materia da lugar a los siguientes caudales y composiciones:

➤ Alimentación:

Temperatura (°C)	289.8
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.7 (0.7)	7.57 (1.40)

n-C14	79.1 (77.9)	825.66 (163.81)
n-C15	16.8 (17.7)	175.21 (37.22)
n-C16	3.4 (3.8)	35.04 (7.94)
Total	100.0 (100.0)	1043.49 (210.35)

TABLA M.8.1.15: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la alimentación de la columna Splitter

➤ Destilado:

Temperatura (°C)	286.3
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.9 (0.8)	7.57 (1.40)
n-C14	98.0 (98.0)	813.28 (161.35)
n-C15	1.1 (1.1)	8.76 (1.86)
n-C16	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)
Total	100.0 (100.0)	829.61 (164.60)

TABLA M.8.1.16: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes del destilado de la columna Splitter

➤ Residuo:

Temperatura (°C)	305.8
-------------------------	-------

Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C14	5.8 (5.4)	12.38 (2.46)
n-C15	77.8 (77.3)	166.45 (35.36)
n-C16	16.4 (17.3)	35.04 (7.94)

Total	100.0 (100.0)	213.88 (45.75)
-------	---------------	----------------

TABLA M.8.1.17: Temperatura, caudales y fracciones molares y másicas de los componentes del residuo de la columna Splitter

Adicionalmente a estos datos, y como se ha comentado para las restantes columnas en sus apartados equivalentes a éste, aunque las corrientes “internas-externas” de la columna se caractericen con mayor detalle en la exposición de los equipos que las tratan (aerorrefrigerante y calderín), se anticiparán los caudales de las mismas con el fin de conocer los caudales internos que circulan por el interior de la columna y argumentar así determinados resultados del diseño hidráulico:

	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
Vapor de cabeza (V)	4317.27 (856.60)
Líquido de reflujo (L)	3487.66 (691.99)
Líquido fondo columna (L')	4531.14 (965.33)
Vapor del calderín (V')	4317.27 (919.59)

TABLA M.8.1.18: Caudales molares y másicos de las corrientes de líquido y vapor de la columna Splitter

8.1.7.4. Número de platos, número de etapas y plato de alimentación

A continuación se muestra el número de platos que constituyen la columna Splitter y la distribución, equitativa en este caso, de los mismos:

Nº platos zona de rectificación	23
Nº platos zona agotamiento	23
Nº platos totales	46

TABLA M.8.1.19: Número de platos de la columna Splitter

Así, se contabilizan un total de 47 etapas de “equilibrio”, 46 correspondientes al número de platos y una al calderín.

La alimentación se introducirá, debido a la simetría existente entre las secciones de agotamiento y enriquecimiento, en el plato intermedio de la columna, es decir, en el plato 23.

8.1.7.5. Diseño hidráulico

En este punto se mostrarán los resultados más representativos del diseño hidráulico de la columna Splitter, salvo los comunes a las cuatro torres de destilación, los cuales fueron expuestos en el apartado 8.1.3. Aún así, antes de ello, se hará mención de un aspecto en particular. Al igual que en las otras columnas, ésta tendrá un diámetro u otro según la sección referida; sin embargo, la elección de construir la columna con dos diámetros distintos no ha sido tan obvia como en anteriores situaciones. Según determinados autores (Treybal, 1988), en la mayoría de las instalaciones, el costo no hace práctico variar el diámetro de la torre de un lado a otro de la misma para ajustar variaciones en el flujo del vapor o del líquido; es preferible utilizar las cantidades máximas de flujo para fijar un diámetro uniforme. Consideran que, cuando la variación en los flujos es tal que resulta entre un 10% y un 20 % (o mayor) de diferencia entre el diámetro de la sección superior e inferior, dos diámetros resultan probablemente económicos. Según esto, el diseño llevado a cabo con la columna Splitter no se puede considerar óptimo desde el punto de vista económico ya que la transición entre diámetros es algo superior al 7 %. No obstante, se considerará que, al menos en este caso, esto no es así debido a que la reducción en costes de carcasa y platos en la sección superior es claramente mayor que el coste que supone el tramo de carcasa cónica, que es el único elemento adicional que se ha de incorporar con respecto a la situación de columna con diámetro constante (no se precisa de anillos de refuerzo). Si la zona de rectificación fuese pequeña (dos o tres metros de altura), esta opción no sería tan adecuada; sin embargo, se trata de casi 15 m de altura. Adicionalmente, desde el punto de vista del funcionamiento, se consigue con esta elección que cada sección trabaje en sus condiciones óptimas. Ahora sí, se presentan los resultados:

	Zona de agotamiento	Zona de rectificación
Diámetro de plato –T- (m)	2.134	1.981
Longitud derramadero-W- (m)	1.493	1.387
Distancia entre vertederos-Z- (m)	1.520	1.411
Área total del plato-A_t- (m²)	3.575	3.083
Área del vertedero-A_v- (m²)	0.314	0.270
Área neta-A_n- (m²)	2.948	2.542

Área de las vigas- A_{vig} - (m^2)	0.283	0.264
Área activa- A_a - (m^2)	2.665	2.278
Área de los orificios- A_o - (m^2)	0.340	0.291
Nº orificios- n_o -	21371	18270

TABLA M.8.1.20: Características hidráulicas de los platos de la columna Splitter

El motivo de la pequeña diferencia entre el diámetro de cada sección es coincidente con el explicado para las columnas Tridecano, con la diferencia de que al haber, únicamente, tres componentes en la columna (la cantidad de C13 es despreciable), la variación de propiedades a lo largo de ella no es muy acusada, de manera que el valor del parámetro de flujo se ve alterado de una sección a otra casi exclusivamente por la inclusión del caudal de alimentación, y, aún así, la variación no es muy apreciable debido al alto caudal de líquido que desciende desde la zona de enriquecimiento. Así, al ser los parámetros de flujo relativamente similares, ocurrirá lo propio con las velocidades máximas y, por consiguiente, con las velocidades óptimas de funcionamiento (en ambas secciones podrán ser el 80 % de las máximas), que determinarán los diámetros. Según ello, es lógico que los rendimientos sean similares en la parte superior e inferior de la columna, con valores de 76.9 % y 78.1 %, respectivamente.

Para concluir, otro aspecto a resaltar y que, a simple vista, puede no llamar la atención es el valor de los diámetros. Aunque un diámetro de columna próximo a 2 m es, en principio, normal, en el caso de la columna Splitter es muy elevado, teniendo en cuenta el caudal que le llega de alimentación; en comparación con el de las otras columnas, éste es seis veces inferior al de la columna Decano y tres veces inferior al de las columnas Tridecano. La razón se encuentra en que al requerirse una alta pureza del componente mayoritario de la alimentación (constituye casi el 80 % molar de la misma) en el destilado, el caudal de éste será elevado y, por tanto, al trabajarse con una relación de reflujo interna superior a 0.8, circularán altos caudales de líquido y vapor a través del seno de la torre de destilación, que obligarán a tomar un diámetro de tal magnitud para que las velocidades sean las adecuadas.

8.1.7.6. Diseño mecánico

A continuación se adjunta una tabla que recopila los datos de mayor interés referentes al diseño mecánico de la columna Splitter, salvo los comunes a todas las columnas, los cuales fueron presentados en el apartado 8.1.4 (ver Plano N° 13):

<i>Carcasa cilíndrica</i>		
Espesor (mm)	11.1	
	Sección Agotamiento	Sección Rectificación
Altura (m)*	14.201	13.801
Diámetro exterior (m)	2.156	2.003
<i>Carcasa cónica</i>		
Espesor (mm)	11.1	
Altura (m)	0.6	
α (°)**	7.2	
<i>Fondos</i>		
Espesor (mm)	11.1	
	Tipo Korbbogen*** (inferior)	Tipo Klopper **** (superior)
Altura (m)	0.561	0.401
Radio mayor (m)	1.725	2.003
Radio menor (m)	0.332	0.200
Faldilla (mm)	38.9	38.9
Altura total columna – sin incluir faldón- (m)	29.563	
<i>Faldón</i>		
Espesor (mm)	11.1	
Altura (m)	3.061	
Altura total columna –con faldón- (m)	32.063	
<i>Aislamiento</i>		
Espesor (mm)	178	
<i>Plataformas</i>		
Número	7	
Situación en cotas (m)	2.901, 7.302, 11.502, 16.302, 21.102, 25.902 y 30.703	
<i>Bocas de inspección</i>		
Número	7	
Situación en cotas del	3.561 (debajo del plato inferior -1-), 7.962 (entre	

centro (m)	platos 7 y 8), 12.162 (entre platos 14 y 15), 16.962 (debajo del plato de alimentación -23-), 21.762 (entre platos 30 y 31), 26.562 (entre platos 38 y 39) y 31.363 (sobre el último plato -46-)
-------------------	--

TABLA M.8.1.21: Características mecánicas de la columna Splitter

* No incluye los fondos.

**Ángulo entre la generatriz del cono y la prolongación de la carcasa superior (de menor diámetro).

*** Ver Plano N° 14.

**** Ver Plano N° 15.

8.1.7.7. Diagrama resumen columna Splitter

En este último punto se muestra un diagrama de flujo que esquematiza los resultados más destacados de los presentados en relación a la torre Splitter:

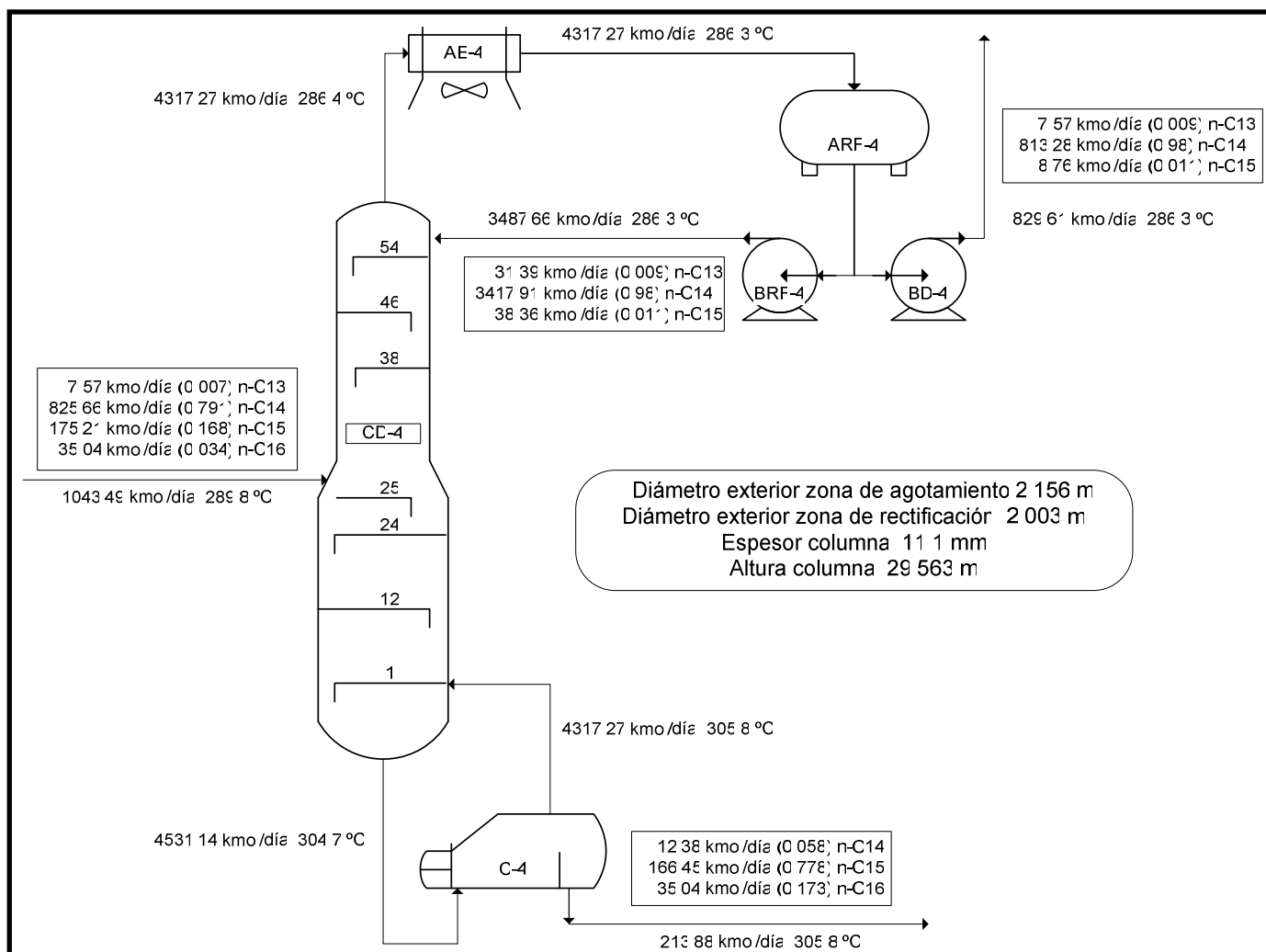


FIG. M.8.1.6: Diagrama de flujo resumen de la columna Splitter

8.2. Equipos de transmisión de calor

8.2.1. Introducción

La importancia que tienen los equipos de transmisión de calor en el ámbito industrial es enorme al ser uno de los principales equipos presentes en cualquier planta por pequeña que sea, donde se requiera dicha transferencia. Este hecho se confirma en la planta de Molex Fraccionamiento, ya que, dada las características de los procesos que tienen lugar en ella, es fundamental que los fluidos se encuentren en el estado y con el contenido energético adecuado para que la eficacia de dichas operaciones sea máxima. Por este motivo, la planta dispone de un total de 14 intercambiadores de calor, los cuales se pueden encuadrar en dos grandes grupos: intercambiadores de carcasa y tubos, y aerorrefrigerantes.

Los intercambiadores de carcasa y tubos son los equipos de transmisión de calor de mayor difusión y uso en la industria petrolera y petroquímica, al caracterizarse por su amplio rango de servicio y su alta resistencia a diversas condiciones de operación, lo cual ha propiciado el desarrollo de una tecnología bastante amplia para este tipo de construcción. Básicamente, según la función que desempeñan, se pueden distinguir en la planta proyectada dos tipos de equipos de carcasa y tubos. Por un lado, los rehervidores o calderines, que se encuentran conectados a la base de cada una de las torres de fraccionamiento y cuya función es proporcionar el calor de reebullición que se necesita para la destilación; como medio de calentamiento, utilizan, como ya se anticipó en el capítulo 7, aceite térmico (Therminol 66). Y por otro lado, los denominados intercambiadores líquido-líquido, cuya misión se centra en acondicionar térmicamente la alimentación principal para su entrada en el proceso y las corrientes de productos para su posterior almacenamiento. El primer acondicionamiento se consigue con los fluidos de alto contenido energético del proceso y aceite térmico, mientras que el segundo mediante la refrigeración con agua (y la transferencia de calor aportada previamente a la alimentación). Es fundamental que la configuración de la planta, desde el punto de vista energético, sea lo más eficiente posible, de manera que, siempre que se pueda, con un intercambiador se consiga cubrir dos funciones, esto es, calentar un fluido frío con un fluido caliente que se desea enfriar. Así, no se pierde ninguna parte del calor transferido. Dicha estrategia se ha plasmado en el diseño de la planta en la medida de lo posible.

Los aerorrefrigerantes son intercambiadores de calor refrigerados con aire que, actualmente, están sustituyendo en muchas plantas industriales a los equipos de carcasa y tubos refrigerados por agua. El motivo principal se debe a que el costo de inversión basada en la capacidad adicional de bombeo, tuberías, colectores y medios de tratamiento del agua, más los gastos causados por la corrosión, congelación e incrustaciones, hacen en algunos casos más económico la instalación de estos aerorrefrigerantes. Concretamente, se emplearán en la condensación del vapor de cabeza de las distintas columnas, ya que se corresponden con las refrigeraciones que requieren una mayor retirada de energía. Sin embargo, las refrigeraciones destinadas al almacenamiento del producto no se llevarán a cabo con aerorrefrigerantes, sino con cambiadores de agua, por dos motivos principales: el primero es que el fluido se puede enfriar como máximo hasta unos 40 °F por encima de la temperatura del aire, por lo que no se alcanzaría la temperatura de almacenamiento. Antes esta situación, se podría plantear el colocar un cambiador de agua, posterior al aerorrefrigerante, que completase esa bajada de temperatura; sin embargo, los relativos bajos caudales que se han de enfriar y, un aspecto importante, los requisitos de gran espacio implícitos en los aerorrefrigerantes, hacen más apropiada la instalación de cambiadores de carcasa y tubos con agua como agente de refrigeración.

Tras esta introducción referente a los principales equipos de transmisión de calor, se pasará a describir de manera detallada cada uno de ellos.

8.2.2. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Los cálculos realizados para la obtención de los resultados presentados en este apartado se encuentran en el apartado 3.1 del Anexo II.

En este apartado se hará, en primer lugar, una introducción, en la que, básicamente, se comentará la normativa reglamentaria y los códigos de construcción utilizados para el diseño de los intercambiadores; posteriormente, serán expuestos el funcionamiento y las características comunes de los equipos, y, finalmente, se describirán, por un lado, las características técnicas de los calderines y, por otro, la de los intercambiadores líquido-líquido.

8.2.2.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción

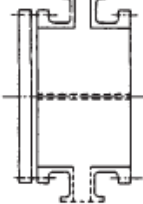
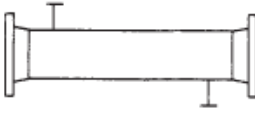
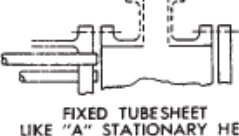

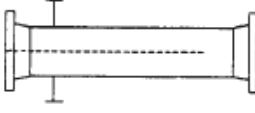
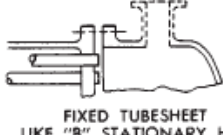
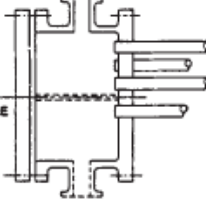
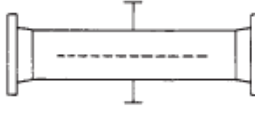
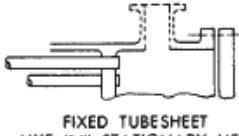
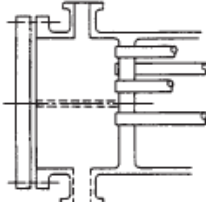
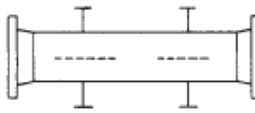

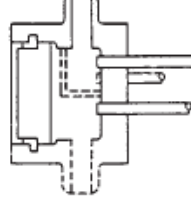

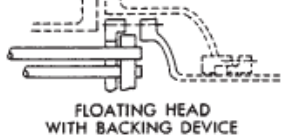



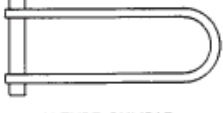
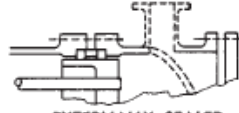
Con respecto al marco legislativo, los reglamentos que regulan los aspectos técnicos de los intercambiadores de calor, como aparatos destinados a procesos cuya temperatura de diseño es superior a 0 °C y presión máxima de servicio superior a 1 kg/cm² manométrico (ya sea en el lado de la carcasa o en el lado de los tubos y cabezales, o en ambos lados), son los mismos que los expuestos para las columnas de destilación, esto es, el Reglamento de Aparatos a Presión y su ITC MIE-AP6, relativa a refinerías de petróleo y plantas petroquímicas, y el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas y su ITC MI-IP 01 “Refinerías”.

Para el caso de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, también el código más empleado que rige el diseño de los mismos es el ASME Boiler and Pressure Vessels Code y, en particular, su Sección VIII relativa a recipientes a presión (División 1), que establece las normas mínimas de construcción. Como ya se comentó al inicio del apartado 8.1.4 para las columnas de destilación, los criterios de dicho código son contemplados para los equipos que trabajan a una presión comprendida entre la atmosférica y los 3000 psi, y, por tanto, son aplicables a los intercambiadores de calor presentes en la planta proyectada. A su vez, para el diseño de los tubos, el código remite a la norma ANSI B31.3.

La aplicación del código ASME requiere de un amplio criterio para la interpretación correcta del mismo en el diseño. Por ello, existen y se aplicarán las normas “TEMA” (Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association), cuya finalidad es regular los criterios de diseño y fabricación de los intercambiadores de calor del tipo carcasa y tubos, y, así, perfeccionar y definir el código ASME para todas las aplicaciones de los equipos en consideración. A su vez, se hará uso, aunque mínimo, de la norma API Standard 660: Shell and Tube Heat Exchangers for General Refinery Services, publicada por el American Petroleum Institute y que complementa tanto las normas TEMA como el código ASME.

En relación con las normas TEMA, hay una serie de aspectos que aclarar:

- ✓ En primer lugar, existen unas normas mecánicas referentes a tres “clases” distintas que se desarrollan con las mismas partes pero que, según la “clase”, emplean unos factores de diseño u otros. Por tanto, conviene indicar que siempre

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

se deberá especificar la categoría (“clase”) que desea emplearse de estas normas, la cual depende de las actividades industriales llevadas a cabo. Así, según las características de la planta proyectada, se ha de explicitar que las normas empleadas son las TEMA “R”, ya que son las destinadas a los requerimientos generalmente severos de las aplicaciones petroleras y de procesos relacionados. Los equipos fabricados según esas normas se diseñan para obtener seguridad y duración de

servicio riguroso y las condiciones de mantenimiento que se requieren en esas aplicaciones.

- ✓ Por otro lado, es importante adelantar la nomenclatura e identificación de cambiadores de calor empleadas por TEMA, ya que posteriormente serán utilizadas en la definición de los equipos proyectados. Con respecto a la nomenclatura utilizada, se adoptan tres literales que representan: la primera, el tipo de cabezal de distribución o entrada; la segunda, el tipo de coraza; y la tercera, el tipo de cabezal de retorno. Los distintos tipos de cabezales y carcasas son recogidos en la tabla anterior. Junto con esto, el tamaño de un cambiador de calor se indicará por dos números: el primero representa el diámetro interior de la carcasa y el segundo la longitud recta de los tubos de transferencia.

8.2.2.2. Funcionamiento y características generales de los intercambiadores de carcasa y tubos

Tal y como se comentó en el apartado 8.2.1. de introducción, los intercambiadores de calor presentes en la planta se pueden clasificar en calderines e intercambiadores “líquido-líquido”, según su funcionamiento. A su vez, teniendo en cuenta los criterios de TEMA, éstos últimos se podrían subdividir en tres grupos, a partir de la consideración del objetivo térmico que desempeñan; a saber, cambiadores, calentadores y enfriadores. Se explicará a continuación el funcionamiento de los dos tipos generales de intercambiadores de carcasa y tubos usados:

- Intercambiador líquido-líquido. El equipo está constituido por un haz de tubos montados sobre dos placas tubulares y que llevan un número determinado de placas deflectoras. Por cada extremo se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior del haz, en varias fases. El haz está alojado en una carcasa provista de una tobera de entrada superior y otra de salida inferior para el segundo fluido que circula por el exterior de los tubos, siguiendo el camino impuesto por las placas deflectoras (ver Fig. M.8.2.3).
- Calderín. Los calderines o rehervidores, nombre que reciben los ebullidores tipo caldera cuando están conectados a una columna de destilación, constan de una

carcasa horizontal que contiene una bancada de tubos sustentados a través de dos placas tubulares, tal y como se ha descrito en los intercambiadores anteriores. Al igual que éstos, existe en cada extremo una caja de distribución que permite la correcta distribución del fluido, obligatoriamente de calefacción, por el interior de dichos tubos. Éstos se encuentran sumergidos en una masa de líquido hirviente, cuyo nivel se mantiene por medio de la altura de un vertedero. La alimentación se introduce en la masa de líquido por el fondo a través de una tobera, mientras que el vapor sale por la parte superior de la carcasa, la cual posee un espacio extra que permite la separación de éste. El líquido no vaporizado rebosa por el vertedero y es retirado por el fondo de la carcasa. Así, la carcasa consta de un total de tres toberas y se caracteriza por dos diámetros, el inferior, que comprende el volumen en el cuál se encuentran los tubos, y uno superior para favorecer la generación y el escape del vapor, sin problemas de sobrepresión (ver Fig. M.8.2.4).

Una vez descrito el funcionamiento de cada intercambiador, se pasará a describir sus características y elementos constitutivos principales, los cuales son comunes, como se ha visto previamente, en la mayoría de los casos a los dos tipos de intercambiadores citados; cuando no sea así, se distinguirá explícitamente entre ambos:

➤ Conjunto haz-carcasa: número de pasos.

El número de pasos por los tubos hace referencia al número de veces que el fluido del lado de los tubos cambia de dirección al circular por el interior de ellos. Un intercambiador puede tener 1, 2, 4 u 8 pasos de tubos. De igual manera, en el lado de la carcasa puede haber un solo paso o paso múltiple. La construcción empleada será la de intercambiadores 1-2 de flujo paralelo-contracorriente, donde el líquido de la carcasa fluye en un paso y el líquido del lado de los tubos lo hace en dos pasos. Generalmente, a escala industrial, el intercambiador de calor 1-1 no se utiliza ya que la construcción de paso múltiple disminuye la sección transversal libre para el fluido y aumenta su velocidad, dando lugar al correspondiente aumento del coeficiente de transmisión de calor. Dentro de los intercambiadores de paso múltiple, la elección del 1-2 se basa en los valores obtenidos de la eficacia del equipo (F), si se compara con la contracorriente pura. La limitación que poseen estos intercambiadores es que el

flujo que ocurre en ellos es una mezcla de contracorriente y corrientes paralelas, por lo que no se permite que la temperatura de uno de los fluidos sea próxima a la temperatura del otro fluido a la entrada. Por lo tanto, la opción idónea a priori sería usar intercambiadores con un flujo que se aproximara más a la contracorriente pura, lo cual se consigue con aparatos de pasos múltiples por el lado de la carcasa.; sin embargo, esto implica mayor complejidad constructiva y, por consiguiente, mayor costo. Así, el criterio de compromiso llevado a la práctica suele ser emplear intercambiadores 1-2 siempre que los valores de la eficacia de éstos sean superiores a 0.8. Por ello, al ser la eficacia de todos los intercambiadores notablemente alta (la menor es de 0.895), ésta ha sido la elección ejecutada. Aunque no se haya mencionado, la duda de la decisión a tomar únicamente se planteaba en los intercambiadores líquido-líquido, ya que en los calderines, al tener lugar la ebullición, la eficacia es prácticamente del 100 %.

Número de pasos	1 por el lado de la carcasa 2 por el lado de los tubos
------------------------	---

➤ Haz de tubos.

Son distintos los aspectos que hay que tratar en relación a los tubos que constituyen el haz:

- *Material.*

Para servicios generales en tuberías se suele emplear el acero al carbono SA-53 B; sin embargo, al tratarse de servicios a alta temperatura, el material adecuado es el acero al carbono SA-106 B (adecuado hasta temperaturas de trabajo inferiores a los 450°C). Debido al carácter no corrosivo de los productos, no es necesario el empleo de aceros aleados.

Material tubos	SA-106 Gr. B
-----------------------	--------------

- *Diámetro, espesor y longitud de los tubos.*

Los tubos estándares de los intercambiadores de calor tienen un diámetro exterior, coincidente con el nominal, de 1/4, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1 ¼ y 1 ½ in; de éstos, los tubos que se emplean con mayor frecuencia en las plantas de

productos químicos y las refinerías de petróleo presentan un diámetro externo de 3/4 y 1 in. Entre estas dos medidas se ha decidido escoger 3/4 in, que es el mínimo diámetro exterior permitido por la norma API Standard 660. Con respecto al espesor de la pared, que se mide en unidades de calibre de alambre de Birmingham (BWG), los valores estandarizados, para el diámetro de 3/4 in elegido, van desde 10 hasta 20 BWG (de dos en dos unidades). El espesor seleccionado es 14 BWG, equivalente a 0.083 in, ya que es el valor mínimo de espesor establecido para aceros al carbono por la norma API Standard 660 y suficiente para resistir los requerimientos de presión y corrosión. Y, finalmente, en relación a la longitud de los tubos, las dimensiones estándares son de 8, 10, 12, 16 y 20 ft. Se ha seleccionado como longitud de los tubos 20 ft, al ser la más común, ya que, de manera general, un buen diseño se debe orientar a obtener carcasas lo más pequeñas posible; como excepción a esta opción, se encuentra el calderín de la columna Decano (C-1), con una longitud del haz de tubos de 16 ft. El motivo de esta “discrepancia” con respecto a los otros intercambiadores radica en que para la longitud de 20 ft, el número de tubos estándar mínimo que proporcionaba un intercambio energético igual o superior al deseado, daba un valor de éste que suponía un sobredimensionamiento notablemente superior al rango que se había aplicado a los restantes equipos de transmisión de calor. Adicionalmente, la velocidad del fluido a través de los tubos superaba el límite superior impuesto si éstos tenían la citada longitud de 20 ft.

Haz de tubos	
Diámetro exterior (in)	3/4
Espesor (in)	0.083 (14 BWG)
Longitud (ft)	20*

* Excepto el calderín de la columna Decano (16 ft).

- *Disposición de los tubos.*

Los tubos se pueden disponer en una ordenación triangular o cuadrada. El arreglo triangular permite colocar alrededor de un 10 % de tubos más que en el arreglo cuadrado sobre una placa tubular de diámetro dado, pero, en

contrapartida, la disposición de los tubos hace imposible la limpieza exterior, siendo necesario recurrir a la limpieza química. En consecuencia, es una disposición reservada al empleo de productos limpios. Por ello, al trabajar con sustancias relativamente sucias (agua -que puede provocar la formación de sales-, compuestos oleosos, etc.), se utilizará la disposición cuadrada, que permite una fácil limpieza mecánica y, adicionalmente, conduce a una menor caída de presión en el lado de la carcasa.

Arreglo de los tubos

Cuadrado

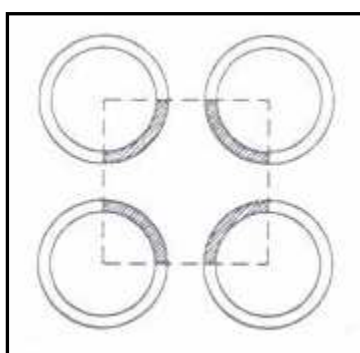


FIG. M.8.2.1: Disposición de los tubos del haz (intercambiadores carcasa y tubos): paso cuadrado normal

- *Pitch.*

La distancia entre tubos adyacentes para la disposición cuadrada debe ser tal que la anchura mínima para la limpieza sea de 1/4 in. Por tanto, teniendo en cuenta el diámetro exterior de los tubos, resulta un pitch de 1 in.

Pitch (in)

1

- *Número de tubos.*

El número de tubos que entra en una carcasa está estandarizado por las normas TEMA. Para el conjunto diámetro exterior de tubos, pitch y número de pasos hay una serie de valores determinados, de manera que el objetivo será calcular el número concreto de tubos necesarios para cada intercambiador.

➤ Carcasa.

Se hará hincapié en algunos aspectos y elementos relacionados con la carcasa cilíndrica:

- *Material.*

Se utilizará como material de la carcasa el acero SA-283 C, al tratarse de uno de los aceros más usados en los propósitos generales en la construcción de recipientes a presión que no requieren altos espesores y, a la vez, uno de los más económicos apropiados para dicha aplicación. La excepción se encuentra en el intercambiador líquido-líquido ICA/O, debido a que el uso del aceite térmico genera unas temperaturas en la carcasa superiores a la temperatura límite de aplicabilidad del acero SA-283 C, 650°F. Por ello, se ha optado por fabricar dicha carcasa con un material similar a éste pero óptimo hasta temperaturas de 900°F, el acero SA-285 C.

Material carcasa

SA-283 Gr. C*

* Excepto el intercambiador ICA/O (SA-285 C).

- *Diámetro interior y espesor de la carcasa.*

A cada número estándar de tubos le corresponde un diámetro interior de carcasa normalizado que, de manera general, puede ir desde 8 in hasta 39 in. Por tanto, dependerá de cada intercambiador. En el caso particular de los calderines, así se obtendrá el diámetro interior de la carcasa inferior; el de la carcasa superior será un 60 % mayor. Con respecto al espesor de la misma, éste será el adecuado para resistir las presiones internas a la que la carcasa se ve sometida, si bien hay que tener en cuenta que las normas TEMA establecen un espesor mínimo para carcasas de diámetro superior a 12 in, con el fin de asegurarse de que puedan resistir otro tipo de cargas, como son las producidas por el peso propio del equipo en los puntos de contacto de la carcasa con los soportes de apoyo o bien los esfuerzos debidos a la distancia comprendida entre apoyos y el mismo peso del equipo que tenderá a crear una flexión en la carcasa. Este criterio concierne a todos los intercambiadores excepto a dos de los refrigerados por agua, ICW/D-1 e ICW/RD-4.

- *Tipo de carcasa.*

Según la designación TEMA, se utilizará carcasa de un solo paso (E) para los intercambiadores líquido-líquido y carcasa rehervidor de caldera (K) para los calderines.

	Tipo de carcasa
Intercambiador líquido-líquido	Carcasa de un paso (E)
Calderín	Rehervidor de caldera (K)

(): nomenclatura TEMA

- *Deflectores.*

Son dispositivos que se colocan en el interior de la carcasa perpendicularmente al haz de tubos (deflectores transversales), teniendo como finalidad alargar el camino del fluido que circula por la carcasa y aumentar la turbulencia para mejorar, así, la transferencia de calor por el exterior de los tubos. Es importante puntualizar que los calderines diseñados no dispondrán de placas deflectoras con el fin de obtener una pérdida de carga muy pequeña, ya que la circulación es natural. Así, en los intercambiadores líquido-líquido, se utilizarán deflectores segmentados (otros son el de orificio y el de tipo disco y corona, que no son muy utilizados), los cuales consisten en una lámina de metal perforada (mismo material de la carcasa) y segmentada que se coloca a una altura equivalente del 75 % del diámetro interior de la carcasa, esto es, posee un segmento libre igual al 25 % de dicho diámetro. En relación al espaciamiento entre deflectores, éste es un punto importante porque va a condicionar directamente la velocidad del flujo. Al respecto, las normas TEMA fijan unos valores máximo (que dependen del diámetro exterior de los tubos y el material) y mínimo (función del diámetro interior de la carcasa) entre los que tiene que encontrarse este espaciamiento; como criterio propio, se ha decidido tomar el valor entero más próximo (en dm) a la media entre ambos, resultando un valor común de 0.8 m. Este hecho, junto con el de que la longitud es la misma para cada intercambiador, da lugar a que todos ellos tengan un total de 7 placas deflectoras. Y como última dimensión característica de los deflectores queda definir su espesor, el cual será

particular de cada intercambiador ya que depende, además del espaciamiento, del diámetro interior de la carcasa.

Deflectores segmentados	
Nº placas/intercambiador	7
Espaciamiento entre placas (m)	0.8

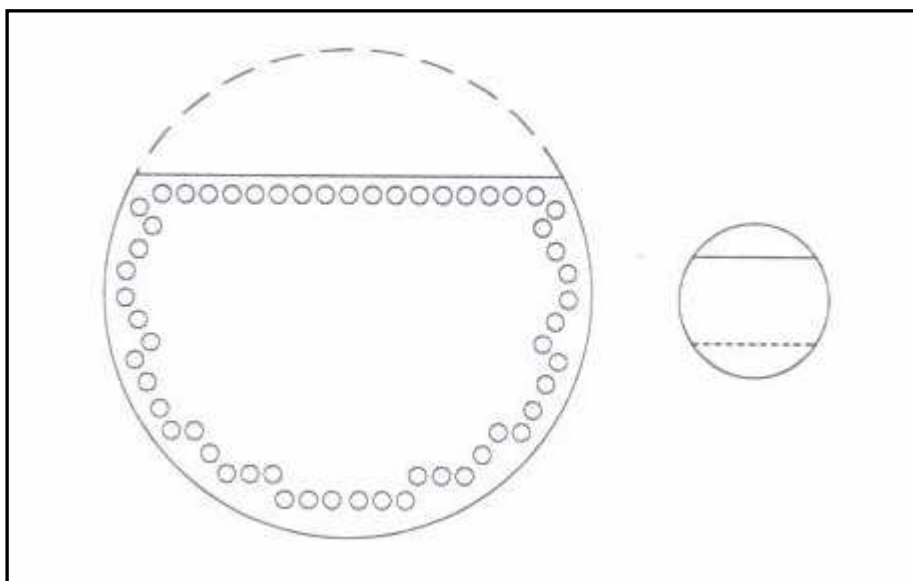


FIG. M.8.2.2: Deflectora transversal del haz

➤ Cabezales.

Se distinguirá entre el cabezal del extremo frontal y el del extremo posterior:

- *Cabezal de distribución.* Se corresponde con el cabezal estacionario del extremo frontal, cuya función es recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para mandarlo fuera de él. Se emplearán cabezales de canal y carcasa desmontable (A), por ser los más ampliamente usados.
- *Cabezal de retorno.* Se encuentra en el extremo posterior del intercambiador y tiene como función retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución. De manera general, pueden ser de tres tipos: cabezal fijo, cabezal flotante y tubos

en U. La elección, sin duda alguna, ha sido el segundo, el cabezal flotante, ya que permite evitar los esfuerzos producidos por la expansión y contracción de los tubos causados por la temperatura debido a que en él los tubos están dispuestos de tal forma que son independientes de la carcasa mediante una junta elástica. Esta libre dilatación no ocurre con el cabezal fijo; por el contrario, sí tiene lugar con los tubos en U, pero éstos tienen el problema de que se tiene que omitir algunos tubos en el centro del haz debido a la curvatura a la que se ven sometidos. Adicionalmente, los intercambiadores con cabezal flotante permiten, a diferencia de los otros, la limpieza mecánica. Centrándose en los cabezales flotantes, éstos, a su vez, pueden ser extraíbles o sin contrabrida, con empaque exterior e interno o con dispositivo de apoyo. Los intercambiadores líquido-líquido diseñados emplearán un cabezal con dispositivo de apoyo, que es el utilizado en las refinerías e industrias petroquímicas y óptimo, en comparación con el de empaque exterior (puede dar lugar a fugas), cuando se trabaja con sustancias relativamente peligrosas. El uso del cabezal flotante extraíble queda restringido a los rehervidores, siendo su construcción similar a la del cabezal con dispositivo de apoyo, con la excepción de que la cubierta del primero se sujeta directamente con pernos al panel de tubos flotante. Esto posibilita que el haz de tubos se pueda retirar de la carcasa sin necesidad de desmontar la cubierta de la carcasa (bastante más grande que la de los intercambiadores líquido-líquido) ni la del cabezal flotante, reduciendo, así, el tiempo de mantenimiento durante la inspección y las reparaciones.

	Cabezal de distribución	Cabezal de retorno
Intercambiadores líquido-líquido	De canal y carcasa desmontable (A).	Flotante interno o con dispositivo de apoyo (S).
Rehervidores	De canal y carcasa desmontable (A).	Flotante extraíble o sin contrabrida (T).

(): nomenclatura TEMA

➤ Soportes.

Los cambiadores de calor estarán soportados por medio de dos silletas, del mismo material que la carcasa y que irán soldadas a ésta de manera continua y directa. La localización de las silletas a lo largo del intercambiador se realiza intentando que se encuentren cerca de las líneas de tangencia de los cabezales, con el fin de utilizarlas como anillos atiesadores. No obstante, la localización de las silletas así como dimensiones tales como su ángulo de agarre, la altura y el espesor vienen establecidas, como valores estándares, por el fabricante en función de las especificaciones del intercambiador. Junto con ello, destacar que las silletas, a su vez, estarán soportadas en cimentaciones, con el fin de que le confieran estabilidad y la altura apropiada al intercambiador.

Soportes	
Elementos	Silletas
Material	El de la carcasa

➤ Aislamiento.

Al igual que la mayoría de los equipos de la planta proyectada, todos los intercambiadores, a excepción de los enfriadores, estarán aislados ya que la temperatura de la superficie es mayor a 60 °C. De la misma manera, el aislante a emplear será la fibra de vidrio (colcha), cuyas características, citadas brevemente en el apartado 8.1.4., hacen decantarse por él.

Material aislante	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
--------------------------	--

➤ Conexiones.

Sin tener en cuenta el fluido auxiliar, los calderines presentan tres conexiones: una correspondiente a la entrada del líquido procedente de la columna de destilación y otras dos de salida, una del residuo líquido y otra del vapor recirculado a la columna. Con la misma consideración, los intercambiadores de calor líquido-líquido tienen dos conexiones (las de entrada y salida de las parafinas que se desean calentar o enfriar), a excepción de los

intercambiadores ICA/D-4 e ICA/RD-4, los cuales disponen de cuatro conexiones ya que el fluido auxiliar es sustituido por una corriente de parafinas del proceso. Las conducciones de entrada y salida de los intercambiadores ICW/D-1 e ICA/RD-4 (de éste sólo las correspondientes al residuo parafínico, no a la alimentación) y de entrada del ICW/RD-4 presentan un diámetro nominal inferior a 2 ½ in, de manera que las conexiones con tales equipos se realizará con manguitos de enchufe y soldadura. Las restantes conexiones de los restantes equipos de carcasa y tubos, al ser de diámetro superior al indicado, deberán ser bridadas de tipo SORF y de serie 150.

➤ Válvulas de seguridad.

Ver el epígrafe de válvulas de seguridad del apartado 8.1.4.

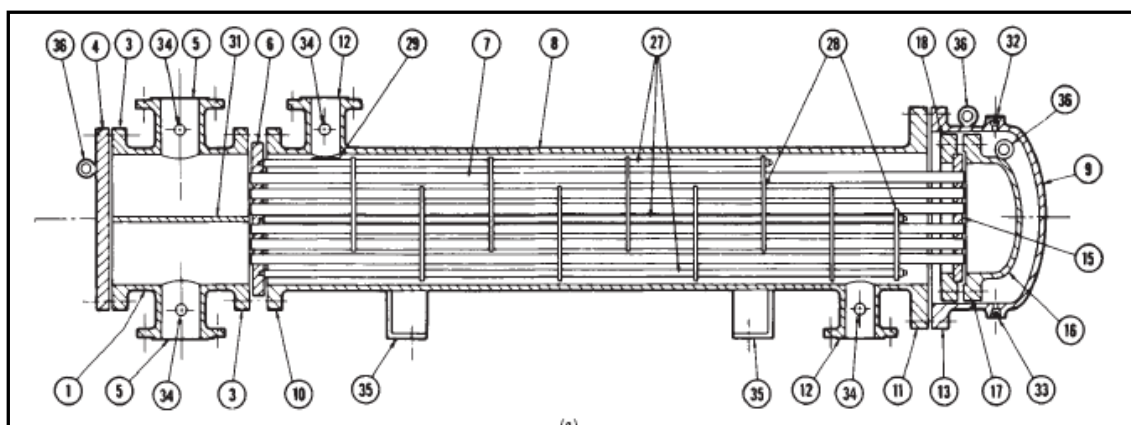
➤ Inspecciones y pruebas.

En relación a la clasificación de los equipos para las inspecciones y pruebas oficiales, todos los intercambiadores de calor de la planta se engloban, según las características de los fluidos con los que operan, en el grupo A y presentan un potencial de riesgo correspondiente al grupo 5, a excepción de los calderines de las columnas Tridecano y Splitter, los cuales, debido a su gran volumen, pertenecen al grupo 3. Como consecuencia, estos tres equipos de transferencia de calor son de categoría II (ver apartado 8.1.4, mismo procedimiento que la columna Decano), mientras que los restantes lo son de la IV. Para esta categoría, las inspecciones y pruebas en el taller del fabricante podrán ser realizadas indistintamente por el control de calidad del fabricante o por una E.C. mientras que las que tienen lugar en el propio emplazamiento serán llevadas a cabo por el control de calidad del instalador. Lo referente a la inspección y pruebas periódicas se ilustra en la siguiente tabla:

	Inspección y pruebas periódicas		
	Inspección exterior	Inspección interior	Prueba de presión
Intercambiadores de calor (excepto C-2, C-3 y C-4)	Cada seis años (inspector propio)	Cada doce años (inspector propio)	No se requiere

8.2.2.3. Intercambiadores de calor líquido-líquido

Los intercambiadores líquido-líquido utilizados en la planta son equipos de transmisión de calor de carcasa y tubos por los cuales circulan, tanto el fluido calefactor como el refrigerante, en estado líquido. Todo ello, junto con su funcionamiento, sus características y distintos aspectos adicionales han sido tratados extensamente en los apartados anteriores. Así, este apartado estará enfocado en exponer los datos de diseño o especificaciones de cada intercambiador en particular, así como su función y un diagrama de flujo del mismo.



- | | |
|--|---|
| 1. Cabezal estacionario, canal del fluido de tubos | 20. Brida de apoyo deslizante |
| 2. Cabezal estacionario, casquete | 21. Cubierta del cabezal flotante, externa |
| 3. Brida de cabezal estacionario, canal o casquete | 22. Faldón del espejo flotante |
| 4. Cubierta de canal | 23. Brida del prensaestopas |
| 5. Tobera de cabezal estacionario | 24. Empaque |
| 6. Espejo o haz estacionario | 25. Prensaestopas o empaquetadura |
| 7. Tubos | 26. Anillo de cierre hidráulico |
| 8. Coraza | 27. Bielas y espaciadores |
| 9. Cubierta de la coraza | 28. Deflectores transversales o placas de apoyo |
| 10. Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario | 29. Placa de choque |
| 11. Brida de la coraza, extremo del cabezal posterior | 30. Deflector longitudinal |
| 12. Tobera de la coraza | 31. Separación de paso |
| 13. Brida de la cubierta de la coraza | 32. Conexión de ventila |
| 14. Junta de expansión | 33. Conexión de drenaje |
| 15. Espejo flotante | 34. Conexión de instrumentos |
| 16. Cubierta del cabezal flotante | 35. Pie de soporte |
| 17. Brida del cabezal flotante | 36. Anilla de sujeción |
| 18. Dispositivo de apoyo del cabezal flotante | 37. Ménsula de soporte |
| 19. Anillo de corte dividido | 38. Vertedero |
| | 39. Conexión del nivel del líquido |

FIG. M.8.2.3: Intercambiador de cabezal flotante interno (con dispositivo de apoyo del cabezal flotante), Tipo AES.

Antes de ir con ello, se comentará una de las consideraciones iniciales de diseño que hay que tener en cuenta y aún no ha sido citada: la selección de la trayectoria de flujo. Antes de llevar a cabo el diseño de un intercambiador es fundamental, una vez que se conocen con detalle los fluidos con los que se va a trabajar, designar la

trayectoria que éstos llevarán, es decir, qué fluido circulará por el interior de los tubos y cuál lo hará por la carcasa. Dicha decisión ha sido tomada en base a una serie de “reglas” (Perry, 2001a):

1. El fluido a mayor presión va en los tubos.
2. El fluido más corrosivo va en los tubos.
3. El fluido más sucio va en los tubos.
4. El líquido de mayor viscosidad (o un gas) va por la carcasa.
5. El fluido con menor pérdida de carga va por la carcasa.

Concretamente, ha sido necesario realizar esta selección para los tres subtipos de intercambiadores líquido-líquido presentes en la instalación proyectada (cambiadores, calentadores y enfriadores), ya que trabajan con fluidos diferentes. Por este motivo, se distinguirá en la exposición de los resultados entre éstos.

8.2.2.3.1. Intercambiadores líquido-líquido: cambiadores

Se denominan cambiadores porque cubren un doble objetivo térmico: calientan un fluido frío por medio de uno caliente, el cual se enfría. Pertenecientes a este grupo se encuentran los intercambiadores ICA/D-4 e ICA/RD-4. La alimentación a la planta es una corriente común para los dos cambiadores, constituyendo la otra una corriente de parafinas procedente de la zona de cabeza y zona de colas de la columna Splitter, respectivamente. Como se podrá comprobar, por motivos de eficiencia, se realiza la transferencia de calor en primer lugar con el fluido calefactor de menor temperatura, esto es, el destilado.

Por tanto, al ser las dos corrientes de un mismo intercambiador parafínicas y trabajar en torno a la misma presión (2 atm), se ha decidido designar la trayectoria en función del grado de viscosidad de las corrientes. Así, la alimentación, al ser ligeramente más viscosa (menos pesada pero, a la vez, a menor temperatura), irá por la carcasa y las corrientes procedentes de las columnas por los tubos. No obstante, dicha selección no es importante en este caso.

Trayectoria de flujo	
Lado de los tubos	Parafinas de columna Splitter (fluido caliente)
Lado de la carcasa	Alimentación a la planta (fluido frío)

Según la definición proporcionada sobre cambiadores, la configuración energéticamente ideal de la planta sería aquella en la que todos los intercambiadores de calor (excluyendo de éstos a los aerorrefrigerantes) fueran cambiadores, situación en la que no se perdería ninguna de la energía transferida; esto significaría que el único aporte energético realizado por agentes auxiliares tendría lugar en el arranque de la planta. Generalmente, llevar esta idea a la práctica al 100 % no es posible, convirtiéndose el objetivo en reducir los costes operacionales asociados al uso de tales agentes (agua, aceite, vapor de agua, etc.). El principal inconveniente, e inevitable, que ha sido encontrado al respecto de este tema ha sido el hecho de considerar y diseñar la unidad de forma “aislada”, conllevando esto la imposibilidad de emplear corrientes de proceso de otras unidades. Por tanto, dejando a un lado esta opción y centrándose en las corrientes disponibles, se podría plantear la duda de por qué no se ha utilizado para el citado propósito energético las corrientes de destilado de las columnas Decano y Tridecano. En relación al destilado de las torres Tridecano, debido a su alta temperatura, únicamente se podría haber empleado como fluido calefactor, con su consiguiente reducción de la temperatura; hay que tener en cuenta que esta corriente, tras salir de la columna, es enviada hacia la unidad Pacol, en la cual es calentada en un horno para que la posterior reacción de deshidrogenación en la que se ve inmersa transcurra en fase vapor. Por ello, su empleo en la unidad proyectada como fluido de transmisión de calor no hubiese tenido sentido. Con respecto al destilado de la torre Decano, hubiese cabido la posibilidad de utilizarlo en un cambiador previo al ICA/D-4; sin embargo, se consideró que no era rentable por el siguiente motivo: la alimentación tiene una temperatura inicial de 175 °C, mientras que el destilado en cuestión sale del aerorrefrigerante AE-1 a 204.2 °C. El intercambio calorífico no modificaría apreciablemente, por no decir nada, la temperatura de la alimentación, no sólo por el bajo valor del incremento máximo de temperatura (inferior a 30 °C) que se daría en el intercambiador, sino también por el reducido caudal másico del destilado (aproximadamente un 2 % del de la alimentación); y, a su vez, el producto parafínico calefactor reduciría su temperatura no más de 20 °C. Por ello, se pensó que, en este

caso, el coste adicional de inmovilizado no se vería compensado por una reducción de los costes operacionales.

8.2.2.3.1.1. Cambiador ICA/D-4

Éste es el primero de los intercambiadores que constituyen el tren de equipos de transferencia de calor que ajusta térmicamente la alimentación procedente de la unidad de Molex Adsorción. La función del cambiador ICA/D-4 es elevar lo máximo posible la temperatura de dicha alimentación; al emplearse como agente calefactor la corriente parafínica de destilado de la columna Splitter, se cubre simultáneamente otro objetivo: el acondicionamiento parcial de ésta a su posterior almacenamiento. A continuación se adjunta, de manera simplificada, un diagrama de flujo del proceso:

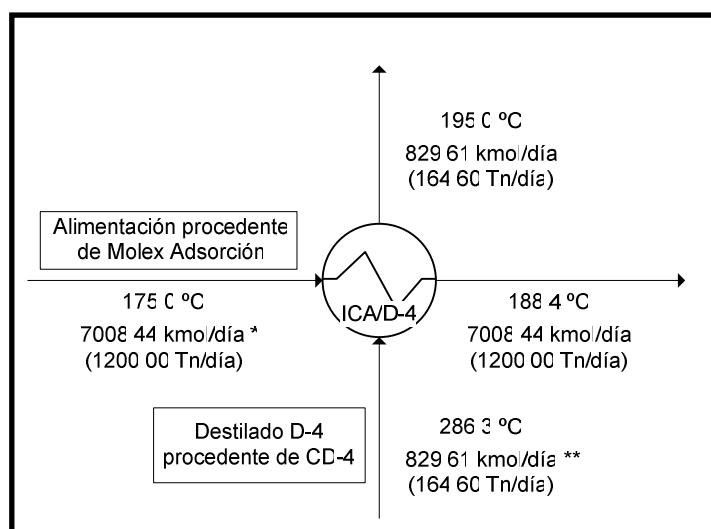


FIG. M.8.2.4: Diagrama de flujo del cambiador ICA/D-4

* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.1

** Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.16

Especificaciones de diseño

Código		TEMA "R"
Designación intercambiador		TAMAÑO 19-240 TIPO AES
Posición intercambiador		Horizontal

<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
N° tubos	220
N° pasos	2
Área de transferencia (m ²)	80.26
<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior (in)	19 ¼ (0.489 m)
Espesor (mm)	9.5
N° pasos	1
<i>Deflectores transversales</i>	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	19 ¼ (0.489 m)
Segmento libre (m)	0,122
Espesor (mm)	6.4
N° deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.626
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C
<i>Aislamiento</i>	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	127

TABLA M.8.2.1: Especificaciones de diseño del cambiador ICA/D-4

8.2.2.3.1.2. Cambiador ICA/RD-4

El cambiador ICA/RD-4 recibe la alimentación procedente del cambiador anterior (ICA/D-4) y, mediante la corriente de parafinas procedentes del calderín de la columna Splitter, la calienta dentro de sus posibilidades. Dicho calentamiento se produce, como es lógico, a consta del enfriamiento de la corriente residual, hecho

favorable, desde el punto de vista energético, ya que el acondicionamiento posterior al que tendrá que ser sometido esta corriente para su almacenamiento será inferior. El diagrama de flujo que refleja el citado proceso de transferencia de calor se muestra en la figura inferior:

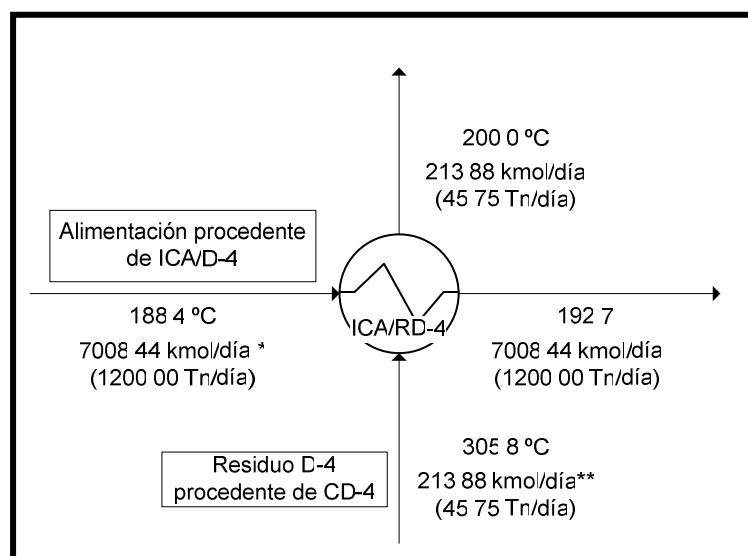


FIG. M.8.2.5: Diagrama de flujo del cambiador ICA/RD-4

* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.1

** Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.17

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 15-240 TIPO AES
Posición intercambiador	Horizontal
<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	124
Nº pasos	2
Área de transferencia (m²)	45.24

<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior (in)	15 ¼ (0.387 m)
Espesor (mm)	9.5
Nº pasos	1
<i>Deflectores transversales</i>	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	15 ¼ (0.387 m)
Segmento libre (m)	0,097 m
Espesor (mm)	6.4
Nº deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.626
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C
<i>Aislamiento</i>	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	127

TABLA M.8.2.2: Especificaciones de diseño del cambiador ICA/RD-4

8.2.2.3.2. Intercambiadores líquido-líquido: calentador ICA/O

Los calentadores son intercambiadores líquido-líquido cuya misión es aplicar un calor sensible a una de las corrientes. En la instalación proyectada se dispone de un único calentador, el ICA/O, el cual calienta la alimentación de parafinas proveniente del intercambiador ICA/RD-4 hasta una temperatura próxima a la de burbuja. El fluido calefactor es un aceite térmico, denominado comercialmente Therminol 66, cuyo caudal será el necesario para llevar la alimentación hasta las condiciones requeridas. Lógicamente, la reducción de temperatura que experimenta el aceite no es una consecuencia satisfactoria del intercambio, motivo por el cual se trata de un calentador y no con un cambiador.

Con respecto a la selección de la trayectoria del flujo, el aceite térmico se encuentra a presión atmosférica, mientras que la alimentación a unas 2 atm. Por otro

lado, el aceite es un fluido ligeramente más sucio que las parafinas pero, también, mucho más viscoso que éstas. Por ello, como compromiso de estas situaciones, el aceite circulará por la carcasa y la alimentación lo hará por los tubos.

Trayectoria de flujo	
Lado de los tubos	Alimentación a la planta (fluido frío)
Lado de la carcasa	Aceite térmico –Therminol 66- (fluido caliente)

A continuación, se muestra un diagrama de flujo con las características principales de las corrientes que actúan en el proceso:

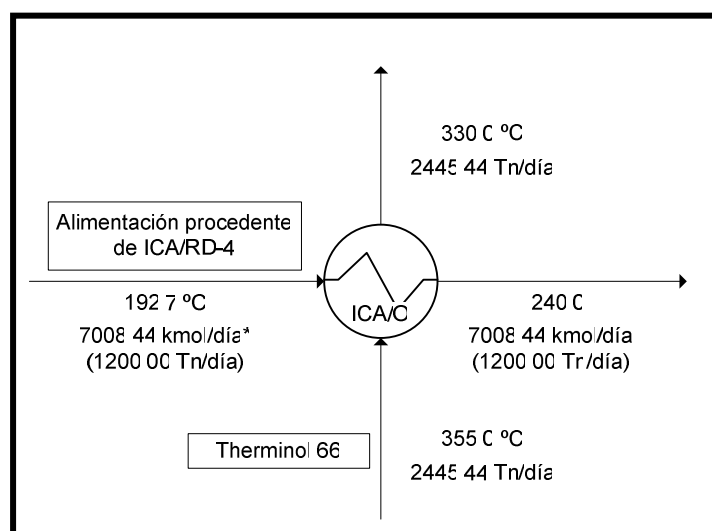


FIG. M.8.2.6: Diagrama de flujo del calentador ICA/O
* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.1

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 15-240 TIPO AES
Posición intercambiador	Horizontal
<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (190 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)

Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
N° tubos	124
N° pasos	2
Área de transferencia (m²)	45.24
<i>Carcasa</i>	
Material	SA-285 Gr. C
Diámetro interior (in)	15 ¼ (0.387 m)
Espesor (mm)	9.5
N° pasos	1
<i>Deflectores transversales</i>	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	15 ¼ (0.387 m)
Segmento libre (m)	0,097
Espesor (mm)	6.4
N° deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.626
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-285 Gr. C
<i>Aislamiento</i>	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	178

TABLA M.8.2.3: Especificaciones de diseño del calentador ICA/O

8.2.2.3.3. Intercambiadores líquido-líquido: enfriadores

El último grupo de intercambiadores líquido-líquido presente en la planta proyectada son los enfriadores, cuya función, tal y como su nombre indica, es reducir la temperatura de una de las corrientes. Correspondientes a este grupo se encuentran tres intercambiadores: ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4. En todos ellos, el agente refrigerante es el agua y el agente calefactor es una corriente parafínica que se va a almacenar. Dicho almacenamiento se ha de realizar a una temperatura inferior a la de inflamabilidad de los compuestos; así, el criterio seleccionado, teniendo en cuenta las mezclas de que se tratan, es acumularlas a una temperatura de 60°C, salvo en el caso del

destilado de la columna Decano, en el que, al tener un flash point de 47.6 °C, se tomará un margen de seguridad del 10 %.

En relación al recorrido de los fluidos a través del intercambiador, el agua circulará por el lado de la carcasa y las parafinas por el lado de los tubos. Aunque se haya optado por esta opción, la inversa hubiese sido factible, ya que, aunque los hidrocarburos trabajan a una presión de 2 atm y el agua a 1 atm, éstos son más viscosos y ensucian más que el agua.

Trayectoria de flujo	
Lado de los tubos	Parafinas para almacenamiento (fluido caliente)
Lado de la carcasa	Agua (fluido frío)

8.2.2.3.3.1. Enfriador ICW/D-1

Este intercambiador tiene como función acondicionar la corriente de cabeza de la columna Decano para que pueda ser almacenada en el tanque DAD-1 en condiciones óptimas. Para conseguir tal efecto, se hará circular un caudal determinado de agua de refrigeración perteneciente a un circuito interno de la industria. Las corrientes de entrada y salida del enfriador se presentan en la figura adjunta:

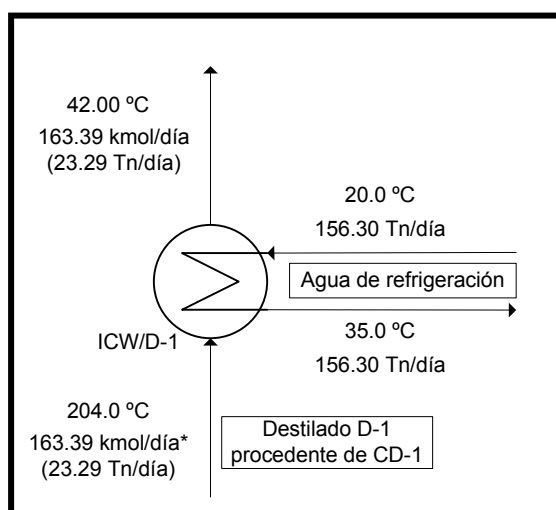


FIG. M.8.2.7: Diagrama de flujo del enfriador ICW/D-1

* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.2

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 10-240 TIPO AES
Posición intercambiador	Horizontal
<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	52
Nº pasos	2
Área de transferencia (m²)	18.97
<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior (in)	10 (0.254 m)
Espesor (mm)	7.9
Nº pasos	1
<i>Deflectores transversales</i>	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	10 (0.254 m)
Segmento libre (m)	0,063
Espesor (mm)	4.8
Nº deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.631
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C

TABLA M.8.2.4: Especificaciones de diseño del enfriador ICW/D-1

8.2.2.3.3.2. Enfriador ICW/D-4

El intercambiador ICW/D-4 enfría el destilado de la columna Splitter, una vez que éste ya ha sido “refrigerado” en el cambiador ICA/D-4, hasta su temperatura de almacenamiento en el tanque DAD-4. El diagrama de flujo que representa dicho proceso es el siguiente:

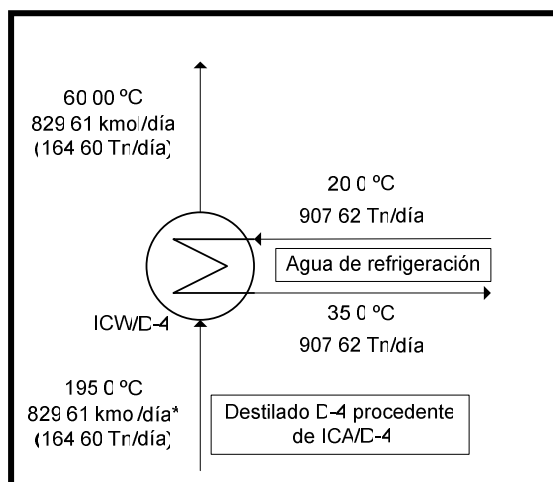


FIG. M.8.2.8: Diagrama de flujo del enfriador ICW/D-4

* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.16

Especificaciones de diseño

Código	TEMA “R”
Designación intercambiador	TAMAÑO 13-240 TIPO AES
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	90
Nº pasos	2
Área de transferencia (m²)	32.83
Carcasa	
Material	SA-283 Gr. C

Diámetro interior (in)	13 ¼ (0.337 m)
Espesor (mm)	9.5
Nº pasos	1
Deflectores transversales	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	13 ¼ (0.337 m)
Segmento libre (m)	0,084
Espesor (mm)	4.8
Nº deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.631
Soporte	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C

TABLA M.8.2.5: Especificaciones de diseño del enfriador ICW/D-4

8.2.2.3.3.3. Enfriador ICW/RD-4

A diferencia del anterior intercambiador, éste refrigera el residuo de la columna Splitter, el cual previamente también ha pasado por uno de los intercambiadores de la alimentación, el ICA/RD-4, donde ya ha rebajado de manera parcial su temperatura. La temperatura resultante del enfriamiento en el intercambiador ICW/RD-4 es la adecuada para que el residuo se pueda almacenar en el tanque DARD-4. Seguidamente, se adjunta la figura representativa del diagrama de flujo del enfriador:

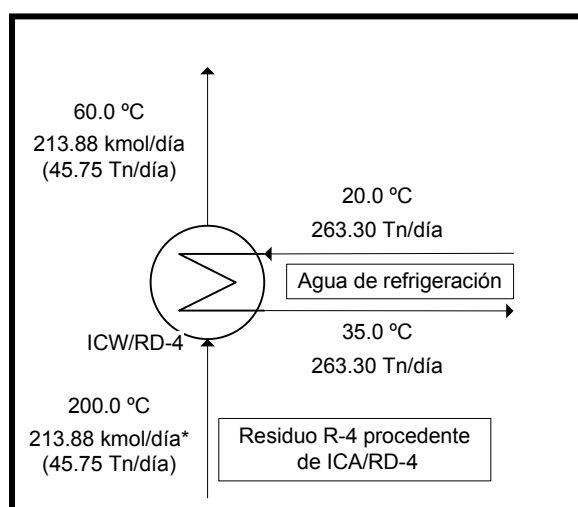


FIG. M.8.2.9: Diagrama de flujo del cambiador ICA/RD-4

* Composición y caudales individuales en Tabla M.8.1.17

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 10-240 TIPO AES
Posición intercambiador	Horizontal
<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	52
Nº pasos	2
Área de transferencia (m²)	18.97
<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior (in)	10 (0.254 m)
Espesor (mm)	7.9
Nº pasos	1
<i>Deflectores transversales</i>	
Tipo	Segmentados
Diámetro (in)	10 (0.254 m)
Segmento libre (m)	0.063
Espesor (mm)	4.8
Nº deflectores	7
Distancia entre deflectores (m)	0.8
Distancia deflector-placa tubular (m)	0.631
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C

TABLA M.8.2.6: Especificaciones de diseño del enfriador ICW/RD-4

8.2.2.4. Calderines

En el inicio del apartado 8.2.2.2. se comentó con cierto detalle el funcionamiento de estos aparatos y, asimismo, en dicho apartado se expusieron las características principales de los elementos constructivos de los mismos. Toda la descripción realizada se corresponde con los reboilers denominados de tipo Kettle, cuyo diseño único proporciona, cuando se produce una vaporización del lado de la carcasa, un espacio adecuado de cúpula para la separación del vapor y el líquido por encima del haz de tubos y una capacidad adicional que va más allá del vertedero cercano a la cubierta. Estos rehervidores, conocidos también con el nombre de reboilers con nivel de líquido, se caracterizan, en la mayor parte de los casos, por un estado de circulación natural.

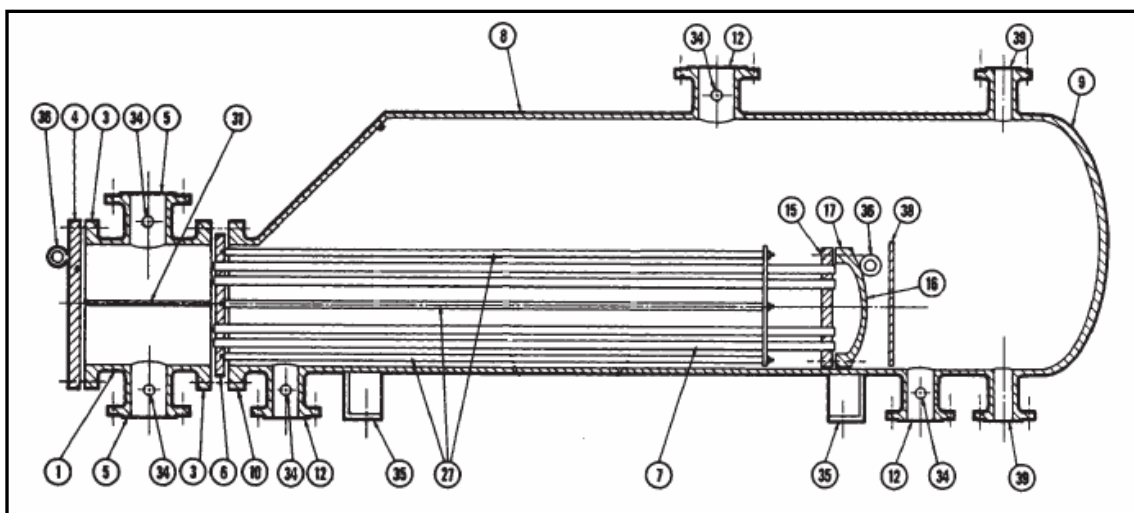


FIG. M.8.2.10: Rehervidor de cabezal flotante de caldera, Tipo AKT (ver significado de la numeración en FIG. M.8.2.3).

Lógicamente, los calderines de tipo Kettle no son los únicos rehervidores existentes a escala industrial. Básicamente, además de éstos, destacan por su uso los termosifones verticales y horizontales y los rehervidores internos. Por tanto, un aspecto previo, que no ha sido mencionado hasta entonces, es la selección del tipo de calderín. Como se puede esperar, cada uno de estos equipos presenta sus ventajas e inconvenientes; no obstante, el motivo de inclinarse por la elección del reboiler Kettle se debe a que las situaciones en las que está recomendado su uso son coincidentes con las demandadas por el sistema. Éstas son, principalmente, las siguientes:

- ✓ Cuando el área de transferencia de calor requerida debe ser grande. A diferencia de los intercambiadores líquido-líquido, el área necesaria de intercambio en los calderines (salvo el calderín C-1) es extremadamente grande, debido a dos razones: por un lado, al alto caudal de líquido procedente del fondo de la columna que han de tratar; por otro, al gran porcentaje de dicho líquido que se ha de vaporizar, de manera que, además del calor sensible, se tiene que aportar un altísimo calor latente.

- ✓ Cuando se desea minimizar la cantidad de líquido en la salida del rehervidor. Como ya se ha anticipado en el punto anterior, esta situación es la predominante en los rehervidores proyectados. A excepción del calderín de la columna Decano, en el cual el líquido de salida se corresponde con un 75 % aproximadamente del de entrada, los restantes calderines vaporizan casi la totalidad del líquido que les llega; concretamente, en todos ellos, el líquido de salida constituye un porcentaje inferior al 10 % del de entrada.

- ✓ Cuando se deben limpiar con cierta frecuencia. Éste sería un factor secundario, aunque es importante que su mantenimiento sea sencillo.

Una vez justificada la elección del tipo de reboilers, se realizarán unos comentarios generales al respecto de éstos. Como ya es sabido, cada torre de fraccionamiento lleva conectada a su base un calderín tipo Kettle (C-n, siendo “n” el número de la columna a la que pertenece), el cual toma la corriente líquida L’ proveniente del fondo de la columna (a una presión ligeramente superior a 2 atm), vaporizándola parcialmente en la carcasa, en una etapa equivalente a un plato teórico; para tal propósito se emplea aceite térmico (a presión atmosférica), que circulará por el interior de los tubos. El resultado es una corriente vapor V’ que retorna a la columna (por debajo del primer plato) y una corriente líquida W que constituye el producto de colas o residuo.

Trayectoria de flujo	
Lado de los tubos	Aceite térmico (fluido caliente)
Lado de la carcasa	Líquido del fondo de columna (fluido frío)

Así, el objeto de los apartados posteriores, referentes a los calderines, será caracterizar estas corrientes con mayor detalle del que se hizo en los apartados de las columnas de destilación asociadas a ellos y, principalmente, mostrar las especificaciones que definen inequívocamente a cada calderín.

8.2.2.4.1. Calderín C-1

Caudales y composición de las corrientes

✓ *Fluido frío*

Líquido fondo de columna (L')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	11.6 (9.7)	1030.10 (146.57)
n-C11	28.7 (26.3)	2544.52 (397.74)
n-C12	26.5 (26.5)	2349.89 (400.27)
n-C13	20.2 (21.9)	1792.79 (330.53)
n-C14	10.6 (12.3)	937.04 (185.90)
n-C15	2.1 (2.7)	189.72 (40.30)
n-C16	0.4 (0.6)	36.99 (8.38)
Total	100.0 (100.0)	8881.04 (1509.69)

TABLA M.8.2.7: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente del fondo de la columna Decano

Vapor de salida (V')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	19.2 (16.7)	390.93 (55.62)
n-C11	36.3 (34.7)	739.93 (115.66)
n-C12	24.9 (25.9)	506.67 (86.30)
n-C13	13.7 (15.4)	278.96 (51.43)
n-C14	5.1 (6.1)	103.03 (20.44)
n-C15	0.7 (0.9)	14.51 (3.08)
n-C16	0.1 (0.1)	1.95 (0.44)
Total	100.0 (100.0)	2035.98 (332.98)

TABLA M.8.2.8: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente vapor de salida del calderín C-1

→ Para la composición y caudales individuales del residuo W, ver la tabla M.8.1.3.

✓ *Fluido caliente*

	Aceite térmico
Caudal másico (Tn/día)	1366.76

Diagrama de flujo

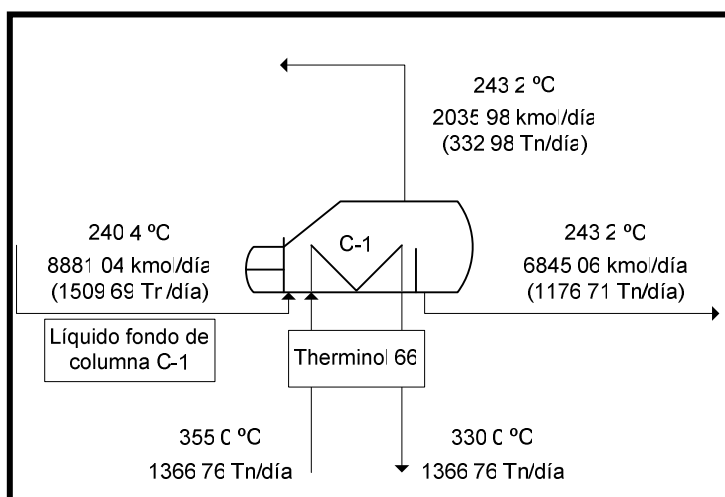


FIG. M.8.2.11: Diagrama de flujo del calderín C-1

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 13/21-192 TIPO AKT
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	16 (4.877 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)

Nº tubos	90
Nº pasos	2
Área de transferencia (m ²)	26.27
Carcasa	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior inferior (in)	13 ¼ (0.337 m)
Diámetro interior superior (in)	21 ¼ (0.540 m)
Espesor (mm)	9.5
Nº pasos	1
Soporte	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C
Aislamiento	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	140

TABLA M.8.2.9: Especificaciones de diseño del calderín C-1

8.2.2.4.1. Calderines C-2 y C-3

Caudales y composición de las corrientes✓ *Fluido frío*

Líquido fondo de columna (L')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	1.1 (1.0)	90.68 (16.72)
n-C14	84.0 (83.0)	7209.68 (1430.34)
n-C15	13.1 (13.8)	1121.80 (238.29)
n-C16	1.9 (2.2)	165.83 (37.55)
Total	100.0 (100.0)	8588.00 (1722.91)

TABLA M.8.2.10: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente del fondo de las columnas Tridecano

Vapor de salida (V')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	1.1 (1.0)	86.90 (16.02)
n-C14	84.3 (83.4)	6796.85 (1348.44)
n-C15	12.8 (13.6)	1034.20 (219.68)
n-C16	1.8 (2.1)	148.31 (33.58)
Total	100.0 (100.0)	8066.25 (1617.73)

TABLA M.8.2.11: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente vapor de salida de los calderines C-2 y C-3

→ Para la composición y caudales individuales del residuo W, ver la tabla M.8.1.10.

✓ *Fluido caliente*

	Aceite térmico
Caudal másico (Tn/día)	5068.51

Diagrama de flujo

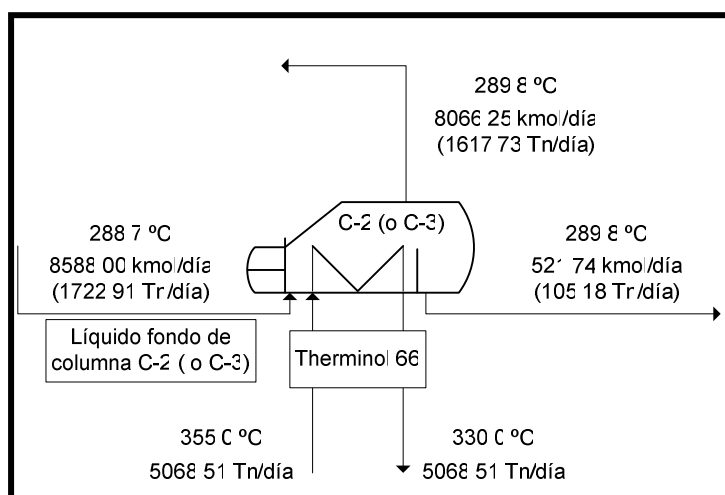


FIG. M.8.2.12: Diagrama de flujo de los calderines C-2 y C-3

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 31/51-240 TIPO AKT
Posición intercambiador	Horizontal
<i>Tubos</i>	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 mm)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	640
Nº pasos	2
Área de transferencia (m²)	233.49
<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior inferior (in)	31 (0.787 m)
Diámetro interior superior (in)	51 (1.295 m)
Espesor (mm)	12.7
Nº pasos	1
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C
<i>Aislamiento</i>	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	178

TABLA M.8.2.12: Especificaciones de diseño de los calderines C-2 y C-3

8.2.2.4.1. Calderín C-4

Caudales y composición de las corrientes

✓ Fluido frío

Líquido fondo de columna (L')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C14	8.0 (7.4)	362.27 (71.87)
n-C15	79.6 (79.3)	3604.60 (765.69)
n-C16	12.5 (13.2)	564.27 (127.78)
Total	100.0 (100.0)	4531.14 (965.33)

TABLA M.8.2.13: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente del fondo de la columna Splitter

Vapor de salida (V')		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C14	8.1 (7.5)	349.88 (69.41)
n-C15	79.6 (79.4)	3438.15 (730.33)
n-C16	12.3 (13.0)	529.23 (119.84)
Total	100.0 (100.0)	4317.27 (919.59)

TABLA M.8.2.14: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente vapor de salida del calderín C-4

➔ Para la composición y caudales individuales del residuo W, ver la tabla M.8.1.17.

✓ *Fluido caliente*

	Aceite térmico
Caudal másico (Tn/día)	2789.88

Diagrama de flujo

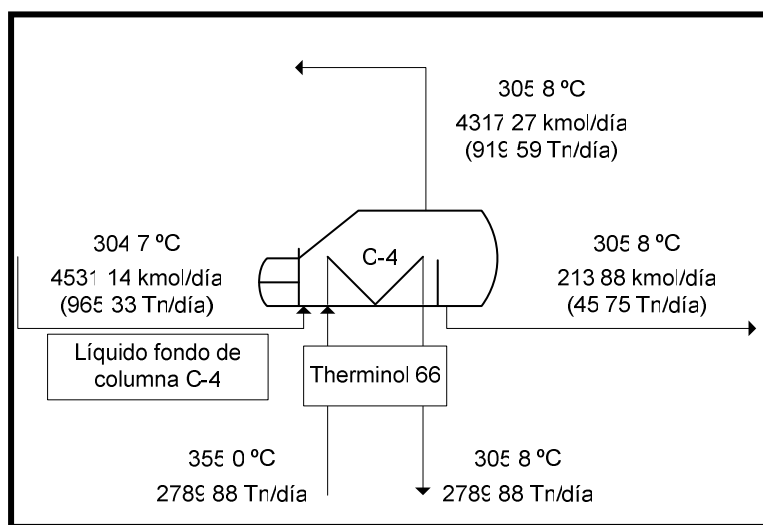


FIG. M.8.2.13: Diagrama de flujo del calderín C-4

Especificaciones de diseño

Código	TEMA "R"
Designación intercambiador	TAMAÑO 33/53-240 TIPO AKT
Posición intercambiador	Horizontal
Tubos	
Material	SA-106 Gr. B
Diámetro exterior (in)	3/4 (19.0 m)
Espesor (BWG)	14
Longitud (ft)	20 (6.096 m)
Disposición	Cuadrada
Pitch (in)	1 (25.4 mm)
Nº tubos	718
Nº pasos	2

<i>Carcasa</i>	
Material	SA-283 Gr. C
Diámetro interior inferior (in)	33 (0.838 m)
Diámetro interior superior (in)	53 (1.346 m)
Espesor (mm)	12.7
Nº pasos	1
Área de transferencia (m²)	261.95
<i>Soporte</i>	
Tipo	Silletas
Material	SA-283 Gr. C
<i>Aislamiento</i>	
Material	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
Espesor (mm)	178

TABLA M.8.2.15: Especificaciones de diseño del calderín C-4

8.2.3. Aerorrefrigerantes

Las justificaciones cuantitativas de los resultados mostrados en este apartado se localizan en el apartado 3.2 del Anexo II.

En primer lugar, se presentará una breve introducción donde se definen los códigos y normas de construcción empleados en el diseño de los aerorrefrigerantes. En un segundo punto se describirá el funcionamiento general de los mismos, así como sus elementos principales y todas las características técnicas de éstos que sean comunes a los cuatro aerorrefrigerantes proyectados. Finalmente, se mostrarán las especificaciones técnicas particulares de cada aerorrefrigerante junto con la composición y caudales de las corrientes que han de tratar.

8.2.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción

Los aerorrefrigerantes instalados en la planta proyectada son equipos que operan a elevadas temperaturas (> 0 °C), comprendidas en el rango de 204 a 286 °C aproximadamente, y a una presión en torno a las 2 atm (superior a 1 kg/cm² manométrico); por ello, los reglamentos de aplicabilidad a los aerorrefrigerantes son coincidentes con los aplicables a los intercambiadores de calor (ver apartado 8.2.2.1).

Tales reglamentos establecen que el código de diseño empleado ha de ser de reconocida solvencia (API, ASME, etc.). Básicamente, en el diseño de los aerorrefrigerantes, se han considerado dos códigos o normas. Los elementos principales de los aerorrefrigerantes, los tubos, se regirán por el Código ANSI B31, que es el código por excelencia utilizado para el diseño de tuberías a presión. Y, concretamente, dentro de este código, teniendo en cuenta el campo de aplicación en el que se halla el proyecto, se centrará la atención en la sección “Chemical Plant and petroleum Refinery Piping Code” (ANSI B31.3), referente a plantas de proceso y refinerías de petróleo. Junto a éste, se hará uso de la norma API Standard 661: Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service, publicada por el American Petroleum Institute y que complementa al Código ANSI B31.3 en lo relativo al diseño de los tubos, pero que, a diferencia de él, define los restantes elementos que constituyen los aerorrefrigerantes. También, aunque en menor medida, se ha utilizado para aspectos puntuales del diseño un manual de diseño de aerorrefrigerantes facilitado por Petresa.

8.2.3.2. Funcionamiento y características generales de los aerorrefrigerantes

Los aerorrefrigerantes consisten, básicamente, en bancadas de tubos horizontales con aletas por cuyo interior circula, desde el cabezal de distribución hasta el de recolección, la corriente que se desea enfriar o, como el caso que nos concierne, condensar. Dicha refrigeración se lleva a cabo gracias a la circulación exterior y perpendicular a los tubos de aire impulsado por grandes ventiladores dotados con un impulsor.

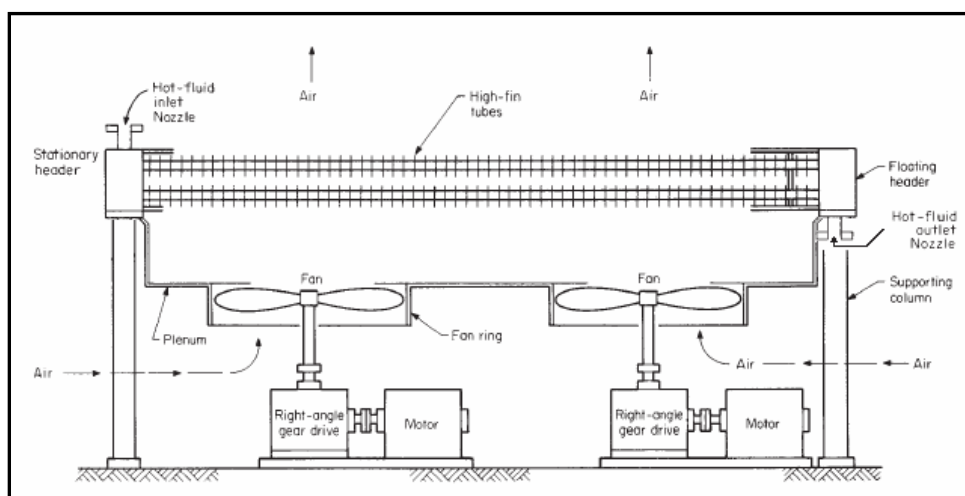


FIG. M.8.2.13: Aerorrefrigerante de tiro forzado

Como ya se comentó en el apartado 8.2.1., los cambiadores con aire tienden cada vez más a sustituir a los aparatos clásicos que emplean agua como fluido de refrigeración, porque ofrecen ventajas no despreciables: del aire se dispone gratuitamente en cantidad ilimitada, los riesgos de heladas y corrosión desaparecen, el ensuciamiento es prácticamente nulo y no hay “limitaciones” para la temperatura de salida del aire. Lógicamente, también presentan una serie de inconvenientes; en cuanto a éstos, es necesario mencionar el volumen del equipo, la imposibilidad de obtener una refrigeración seria del producto caliente a la salida y, por último, la disminución del coeficiente global de transmisión de calor debido al bajo valor del coeficiente de película externo para el aire. Como consecuencia de todos estos pros y contras, se ha decidido utilizar los equipos de refrigeración con aire para la condensación de las corrientes de cabeza de las distintas columnas de fraccionamiento (justificación más detallada en el apartado 8.2.1.); por tanto, la planta proyectada consta de un total de cuatro aerorrefrigerantes.

Una vez comentado el funcionamiento general y las principales virtudes e impedimentos de los aerorrefrigerantes, se pasará a describir los diferentes elementos constructivos que los componen así como las características geométricas de los mismos comunes a los cuatro equipos:

➤ Configuración de los aerorrefrigerantes.

Existen dos configuraciones posibles: la unidad de tiro forzado, que impulsa el aire sobre la superficie de los tubos con aletas y en la que los ventiladores están situados debajo de los haces de tubos, y la unidad de tiro inducido, que tiene el ventilador arriba del haz y el aire es arrastrado a través de la superficie del tubo con aletas. El diseño llevado a cabo en los aerorrefrigerantes de la planta es el de tipo forzado (ver Fig. M.8.2.13), ya que presenta una serie de ventajas frente al otro tipo y, además, se adapta mejor a los requerimientos del sistema.

En teoría, una ventaja primordial de la unidad de tiro forzado es que requiere menos potencia, sobre todo cuando la temperatura del aire excede 30 °C, situación que puede darse en una zona cálida como en la que se encuentra la planta proyectada. Junto a ello, el diseño seleccionado ofrece un mejor acceso al

ventilador para el mantenimiento en servicio y el ajuste de las aspas, los costos estructurales son menores y la vida mecánica más larga. Adicionalmente, hay que tener en cuenta que la unidad de tiro inducido se adapta mejor a intercambiadores concebidos para pequeñas diferencias entre la temperatura de salida del producto y la temperatura ambiental del aire; en el caso que ocupa, estas diferencias son notablemente elevadas, yendo desde los 145-175 °C para el aerorrefrigerante de la columna Decano hasta los 225-255 °C para el de la columna Splitter; por consiguiente, este hecho descartaría su uso.

Configuración de los aerorrefrigerantes	Tiro forzado
--	---------------------

➤ Haz de tubos.

La caracterización de los haces tubulares será realizada través de distintos puntos:

- *Disposición de los tubos.*

Los tubos presentan una ordenación triangular al trebolillo, característica de los aerorrefrigerantes, y se encuentran distribuidos en dos o tres filas, según el aerorrefrigerante, paralelas entre sí, y, a su vez, cada fila contiene un amplio número de tubos también paralelos entre sí. El motivo de no disponer todos los tubos en una única fila se debe a que la eficiencia de la transferencia de calor sería muy baja ya que una cantidad importante de la corriente de aire no contactaría con los tubos. Por ello, para maximizar la eficiencia de la transferencia de calor, es recomendable que sean usadas al menos dos o tres filas de tubos.

Arreglo de los tubos	Triangular al trebolillo
-----------------------------	---------------------------------

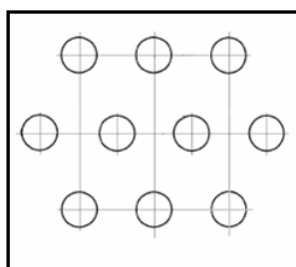


FIG. M.8.2.14: Disposición de los tubos del haz (aerorrefrigerantes): triangular al trebolillo

- *Material de los tubos desnudos.*

Por la misma razón que se expuso en los tubos de los intercambiadores de carcasa, el material adecuado es el acero al carbono SA-106 B.

Material tubos	SA-106 Gr. B
-----------------------	--------------

- *Diámetro, espesor y longitud de los tubos desnudos.*

Del amplio rango de valores estandarizados de diámetro exterior de tubos, se ha seleccionado el de 1 in, al ser el mínimo recomendado por la norma API Standard 661 y el utilizado con mayor frecuencia. Con respecto al espesor de pared, éste será de 0.083 in, ya que es el valor mínimo establecido para aceros al carbono por la norma la norma anteriormente citada y suficiente para resistir los requerimientos de presión y corrosión. Y en relación a la longitud de los tubos, aunque ésta puede variar de forma considerable y su dimensión llegar incluso hasta 18.3 m (60 ft), es muy frecuente que se encuentre en el rango de 7.3 a 9.2 metros (24 a 30 ft). Se ha decidido tomar la longitud de 9.2 m (30 ft).

Tubos desnudos	
Diámetro exterior (in)	1
Espesor (in)	0.083
Longitud (ft)	30

- *Aletas.*

Tal y como se adelantó en la explicación del funcionamiento de los aerorrefrigerantes, los tubos disponen de aletas; se verá cuál ha sido el motivo que ha obligado a recurrir a su uso: como bien es sabido, cuando el coeficiente de transferencia de calor de uno de los fluidos es mucho menor que el otro, se presentan difíciles problemas de transmisión de calor. En el caso objeto de estudio, el coeficiente individual de transferencia de calor para las parafinas que se condensan en el interior de los tubos está en torno, en los cuatro aerorrefrigerantes, a 100 veces el de la corriente de aire; en consecuencia, el coeficiente global es esencialmente igual al individual del

aire, la capacidad de una unidad de área de la superficie de refrigeración es baja y, para obtener una capacidad razonable, se requiere una gran longitud de los tubos y un elevadísimo número de éstos. Por ello, con el fin de aprovechar el espacio y reducir el coste del equipo, se ha decidido utilizar un tipo de superficies de intercambio, llamadas superficies ampliadas, en el que el área exterior de los tubos se amplía por medio de aletas, de forma que el área exterior en contacto con el aire puede ser mucho mayor que el área interior. Con esta disposición el área exterior de los tubos se ha sextuplicado con respecto a la correspondiente a los tubos desnudos, de manera que se consigue asemejar relativamente el producto $A_{ext} \cdot h_{ext}$ a $A_{int} \cdot h_{int}$ (el primero entre 4 y 7 veces inferior al segundo).

- *Tipo de aletas y material.*

Se utilizarán aletas transversales (circulares), ya que son las adecuadas cuando la dirección del flujo exterior es perpendicular a los tubos; si el flujo fuese paralelo a los ejes del tubo, las aletas serían longitudinales. El material del que estarán construidas las aletas será aluminio, material usualmente empleado, siempre que las temperaturas sean inferiores a 300 °C (como es el caso), debido a su alta conductividad térmica, ligero peso y conformabilidad.

Aletas transversales circulares	
Material	Aluminio

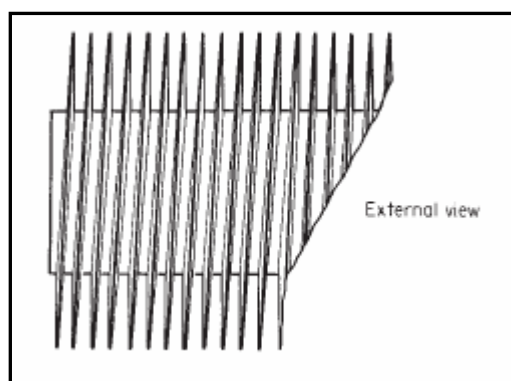


FIG. M.8.2.15: Aletas transversales

- *Construcción de tubos con aletas.*

Los tipos de fabricación más comúnmente usados son la empotrada, la integral, la de recorrido solapado, las corridas y las unidas. Las temperaturas usuales de diseño para estas tuberías con aletas son 399 °C para las aletas empotradas, 288 °C para las integrales, 232 °C para las de recorrido solapado y 177 °C para las corridas. Por este motivo, los aerorrefrigerantes asociados a las columnas Splitter y Tridecano dispondrán de tubos con aletas integrales, mientras que el conectado a la columna Decano presentará tubos con aletas de recorrido solapado. Se describirán brevemente:

- ✓ *Aletas integrales:* un tubo exterior de aluminio, del que las aletas han sido formadas por extrusión, se une mecánicamente al tubo interno.

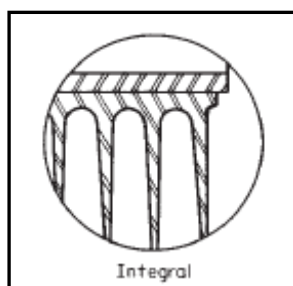


FIG. M.8.2.16: Construcción integral del tubo aleteado

- ✓ *Aletas de recorrido solapado:* las aletas, en forma de L, se colocan bajo tensión en forma solapada sobre la superficie externa de un tubo, cubriéndolo por completo con los pies de las aletas, solapadas de tal manera que el pie de una aleta encaja directamente debajo del pie de la aleta que le precede.

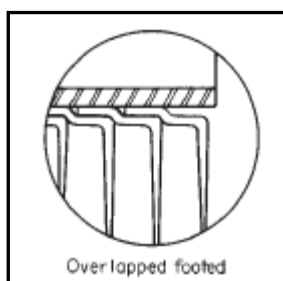


FIG. M.8.2.17: Construcción de recorrido solapado del tubo aleteado

- *Altura, espesor, espaciamiento y densidad de aletas.*

En función de la aplicación y necesidad, se pueden utilizar las denominadas aletas bajas (altura de 1/16 in), aletas medias (altura de 1/8 in) o aletas altas (altura comprendida entre 1/4 y 1 in). Las dos primeras se emplean, generalmente, para configuraciones de carcasa y tubos, mientras que las últimas son las requeridas para los aerorrefrigerantes. Por tanto, se dispondrán aletas altas; no obstante, dentro de éstas, teniendo en cuenta que una unidad de área de la superficie de las aletas no es tan eficaz como una unidad de área del tubo desnudo debido a la resistencia adicional que provoca la conducción de calor a través de las aletas, se ha decidido seleccionar la altura estándar de 1/4 in. Con respecto a su espesor, la norma API Standard 661 recomienda para las aletas con una altura que no exceda 1/2 in disponer de un espesor mínimo de 0.014 in; dicho espesor será el considerado. Finalmente, en relación con la disposición de las aletas a lo largo del tubo, comentar que la definición del espaciamiento entre aletas conlleva una densidad determinada de las mismas y viceversa. Así, se tomará como densidad 8 aletas/in (suele estar comprendida entre 7 y 11), la cual supone un espaciamiento de 0.111 in, cumpliendo así la restricción de la norma API Standard 661 que indica que el espaciamiento entre aletas ha de ser inferior a 1.5 veces el espesor de los tubos (0.1245 in).

Aletas altas	
Altura (in)	1/4
Espesor (in)	0.014
Densidad (aletas/in)	8
Espaciamiento entre aletas (in)	0.111

- *Pitch.*

El espaciamiento triangular de los tubos varía entre 2 y 2 ½ in. Al utilizarse aletas altas, se escogerá un pitch de 2 ½ in, de manera que permita una mínima distancia entre aletas contiguas.

Pitch (in)	2 ½
-------------------	-----

➤ Cabezales y su material.

Los aerorrefrigerantes están constituidos por dos cabezales extremos, comunicados por los tubos. El cabezal de distribución recibe el vapor que se desea condensar y lo distribuye por los tubos, mientras que el cabezal recolector, como su nombre indica, recibe el fluido condensado y, al tratarse de un intercambiador de un solo paso, lo dirige al siguiente destino, el acumulador de reflujo. Ambos serán cabezales en forma de tapón, que es el tipo que se emplea con mayor frecuencia y consiste en una caja soldada. Así, cada cabezal está totalmente cerrado, disponiéndose tapones roscados en correspondencia con cada tubo y situados en la cara del cabezal opuesto a la placa tubular, de forma que quitando estos tapones queda accesible cada tubo individualmente para su limpieza. El material del que estarán construidos los cabezales, además de los elementos adicionales tales como la cámara impelente, las columnas de soporte, etc., será SA-283 C.

Tipos de cabezales	En forma de tapón
Material	SA-283 C

➤ Ventiladores y cámara impelente.

Se utilizarán ventiladores circulares de flujo axial, óptimos para manejar corrientes con velocidades de flujo muy altas (desde 8 m³/s por ventilador en el aerorrefrigerante de la columna Decano hasta 27 m³/s en los de la columna tridecano) y baja presión (cargas de presión inferiores a 0.5 psi). En estos ventiladores el aire entra y sale a las aspas en dirección axial. Cada aerorrefrigerante constará, según los diseños realizados, de 3 ó 4 ventiladores alineados en la dirección de la longitud de los tubos; a su vez, cada ventilador dispondrá de 4 álabes en composite plástico (ligero, anticorrosivo, etc.) y su diámetro dependerá de la anchura de las filas de tubos que ventila, siendo ligeramente inferior a ésta.

Tipo de ventiladores	Circulares de flujo axial
Nº álabes/ventilador	4
Material álabes	Composite plástico

En relación a la situación relativa de los ventiladores, la norma API Standard 661 establece que el montaje del ventilador debe proporcionar una distancia mínima de $1/2$ a $3/4$ del diámetro del ventilador entre éste y la base del haz de tubos. Dicha distancia será considerada como $3/4$ del diámetro ya que así se consigue una mayor sección de ventilación; resaltar que a lo largo de esta distancia se encuentra un elemento de gran importancia en el óptimo funcionamiento del aerorrefrigerante, una cámara, denominada cámara impelente (ver Fig. M.8.2.13), que permite la correcta distribución del aire desde los ventiladores al frente rectangular del haz de tubos.

Continuando con la norma API, existen dos limitaciones adicionales que aporta la misma y que son de gran repercusión en el sistema; éstas son: 1) que el ángulo de dispersión del aire no debe exceder los 45° , y 2) que cada ventilador tendrá un tamaño tal que ocupe al menos el 40 % del área del haz de tubos que ventila, que, dicho de otra manera, significa que el área ventilada no exceda en 2.5 veces el tamaño del ventilador. Dichas consideraciones han determinado el número de ventiladores necesarios para cada aerorrefrigerante.

Finalmente, se harán una serie de reseñas desde el punto de vista del funcionamiento. Como bien es sabido, un ventilador de flujo axial es inherentemente un dispositivo para desplazar un volumen constante de aire, cuando el ajuste de las aspas y la velocidad de rotación son constantes. Así, la variación de la cantidad de flujo de aire podrá ser conseguida ajustando el ángulo de las aspas del ventilador y la velocidad de rotación, ambos de manera automática. Es importante tener en cuenta que tanto la potencia como el caudal de aire son función directa del ángulo de inclinación de las aspas o, lo que en última instancia es lo mismo, el ángulo de dispersión del aire.

➤ Impulsores de ventiladores.

Cada ventilador estará dotado de un impulsor (ver Fig. M.8.2.13). Como impulsores se utilizan casi siempre turbinas de vapor o motores eléctricos, que se conectan con engranajes o bandas en V. Al ser la potencia de funcionamiento de todos los ventiladores superior a 22.4 kW, son preferibles y, por tanto, se usarán

las transmisiones de engranes en ángulo recto con impulsores de turbina de vapor.

Impulsores

Turbinas de vapor

Por último, reseñar que la eficacia total del ventilador (el ventilador, el impulsor y el dispositivo de transmisión) es del 75 %.

➤ Conexiones.

Todos los aerorrefrigerantes disponen de dos conexiones, ambas situadas en los cabezales, correspondientes a la entrada y salida de las parafinas. Dichas conexiones, al ser mayores de 2 ½ pulgadas, serán bridadas de tipo SORF y de rating 150.

➤ Válvulas de seguridad.

Ver el epígrafe de válvulas de seguridad del apartado 8.1.4.

➤ Inspecciones y pruebas.

Todo lo citado en el apartado 8.2.2.2 al respecto de las inspecciones y pruebas de los equipos de categoría IV es atribuible a los cuatro aerorrefrigerantes de la planta ya que éstos también se encuadran en dicha categoría.

8.2.3.3. Especificaciones particulares de cada aerorrefrigerante

Este punto constará de una serie de apartados, correspondiente cada uno de ellos a uno de los aerorrefrigerantes de la planta. Como bien es sabido, la función de todos ellos es idéntica: de la torre de fraccionamiento a la cual están conectados, reciben el producto de cabeza V, en estado de vapor saturado, y lo condensan totalmente hasta líquido saturado. Por tanto, la mezcla parafínica pasará de su temperatura de rocío a su temperatura de burbuja, permaneciendo intactos el caudal y la composición másicas.

Dicha reducción de temperatura dependerá de la mezcla en consideración; así, en el caso de los aerorrefrigerantes de las columnas Decano y Splitter, el cambio de temperatura es prácticamente inapreciable debido a la alta pureza en un único componente de sus corrientes, mientras que para las corrientes que llegan a los aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano, dicha variación es relativamente considerable debido a que son mezclas de cuatro componentes, todos en proporciones importantes.

Dicho esto, el objeto de los posteriores apartados será caracterizar la corriente que trata cada aerorrefrigerante con mayor detalle del que se hizo en la sección de la columna de destilación asociada al mismo y, principalmente, mostrar las especificaciones que lo definen inequívocamente, sin hacer referencia de nuevo al gran número de ellas comunes a los cuatro aerorrefrigerantes y que han sido citadas en el apartado anterior.

8.2.3.3.1. Aerorrefrigerante AE-1

Caudales y composición de las corrientes

✓ *Fluido caliente*

Vapor cabeza de columna (V)		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	97.8 (97.6)	1991.19 (283.21)
n-C11	2.2 (2.4)	44.79 (7.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C14	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C15	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C16	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
Total	100.0 (100.0)	2035.98 (290.21)

TABLA M.8.2.16: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente de entrada (y salida) del aerorrefrigerante AE-1

✓ *Fluido frío*

	Aire atmosférico
Caudal másico (Tn/día)	2401.10

Diagrama de flujo

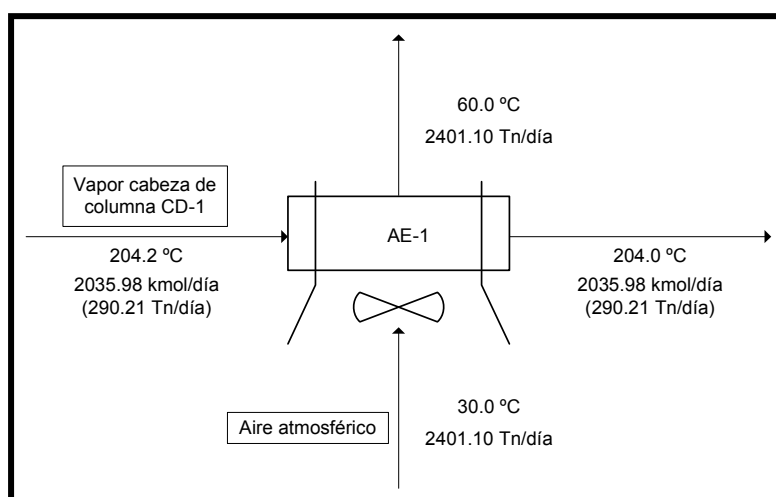


FIG. M.8.2.18: Diagrama de flujo del aerorrefrigerante EA-1

Especificaciones de diseño

Tubos	
Nº hileras	2
Nº tubos	71
Nº tubos/hilera	36 (inferior) y 35
Área de transferencia (m²)	313.74
Ventiladores	
Diámetro ventiladores (m)	2.1
Nº ventiladores	3
Distancia entre centros de ventiladores contiguos (m)	3.048
Distancia ventilador-haz inferior (m)	1.575
Potencia turbinas (kW)	42

TABLA M.8.2.17: Especificaciones de diseño del aerorrefrigerante EA-1

8.2.3.3.2. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3

Caudales y composición de las corrientes

✓ *Fluido caliente*

Vapor cabeza de columna (V)		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	11.0 (9.4)	888.67 (126.45)
n-C11	31.1 (29.2)	2509.02 (392.19)
n-C12	31.8 (32.5)	2562.73 (436.53)
n-C13	26.0 (28.7)	2094.23 (386.10)
n-C14	0.1 (0.2)	11.60 (2.30)
n-C15	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C16	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
Total	100.0 (100.0)	8066.25 (1343.57)

TABLA M.8.2.18: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente de entrada (y salida) de los aerorrefrigerantes EA-2 y EA-3

✓ *Fluido frío*

Aire atmosférico	
Caudal másico (Tn/día)	10319.39

Diagrama de flujo

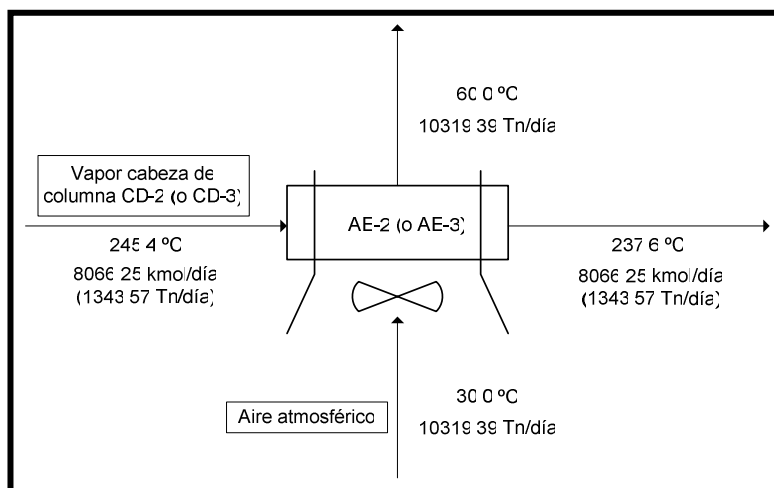


FIG. M.8.2.19: Diagrama de flujo de los aerorrefrigerantes EA-2 y EA-3

Especificaciones de diseño

Tubos	
Nº hileras	3
Nº tubos	83
Nº tubos/hilera	27 (intermedia) y 28 (extremas)
Área de transferencia (m²)	366.76
Ventiladores	
Diámetro ventiladores (m)	1.6
Nº ventiladores	4
Distancia entre centros de ventiladores contiguos (m)	2.286
Distancia ventilador-haz inferior (m)	1.2
Potencia turbinas (kW)	140

TABLA M.8.2.19: Especificaciones de diseño de los aerorrefrigerantes EA-2 y EA-3

8.2.3.3.3. Aerorrefrigerante AE-4**Caudales y composición de las corrientes**✓ *Fluido caliente*

Vapor cabeza de columna (V)		
Componentes	Composición molar en % (composición másica en %)	Caudal molar –kmol/día- (caudal másico –Tn/día-)
n-C10	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C11	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C12	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
n-C13	0.9 (0.9)	39.39 (7.26)
n-C14	98.0 (98.0)	4232.29 (839.65)
n-C15	1.1 (1.1)	45.59 (9.68)
n-C16	0.0 (0.0)	0.00 (0.00)
Total	100.0 (100.0)	4317.27 (856.60)

TABLA M.8.2.20: Caudales y fracciones molares y másicas de los componentes de la corriente de entrada (y salida) del aerorrefrigerante EA-4

✓ *Fluido frío*

	Aire atmosférico
Caudal másico (Tn/día)	5993.31

Diagrama de flujo

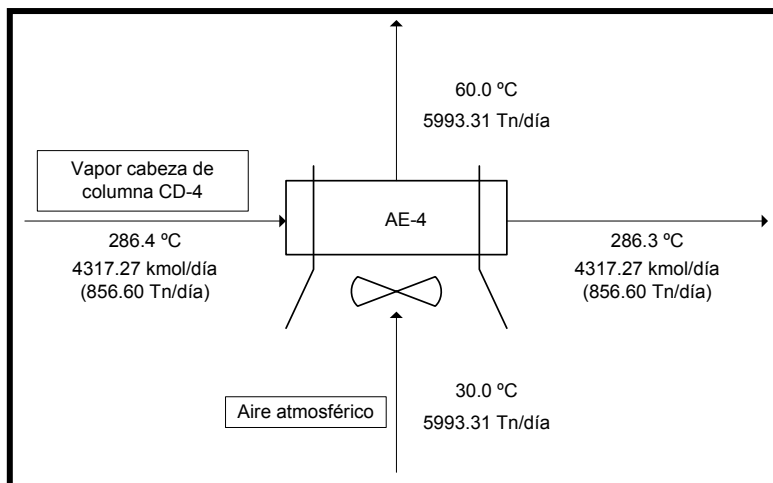


FIG. M.8.2.20: Diagrama de flujo del aerorrefrigerante EA-4

Especificaciones de diseño

Tubos	
Nº hileras	2
Nº tubos	59
Nº tubos/hilera	30 (inferior) y 29
Área de transferencia (m²)	260.71
Ventiladores	
Diámetro ventiladores (m)	1.7
Nº ventiladores	4
Distancia entre centros de ventiladores contiguos (m)	2.286
Distancia ventilador-haz inferior (m)	1.275
Potencia turbinas (kW)	80

TABLA M.8.2.21: Especificaciones de diseño del aerorrefrigerante EA-4

8.3. Acumuladores de reflujo

El apartado referente a acumuladores de reflujo se dividirá en tres subapartados: uno primero, en el que se hará una breve introducción sobre la función que ejercen los mismos dentro de la planta proyectada, así como los códigos de construcción que rigen su diseño; en segundo lugar, se expondrán una serie de aspectos y características generales y comunes a los cuatro depósitos acerca de su dimensionamiento y diseño mecánico; y, finalmente, se mostrarán las especificaciones particulares de cada uno de ellos.

8.3.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción

Los cálculos realizados para la presentación de los resultados de este apartado se encuentran en el capítulo 4 del Anexo II.

Los acumuladores de reflujo, también conocidos como botellones de reflujo, son unidades encargadas de recepcionar el líquido condensado procedente de los aerorrefrigerantes, teniendo como función retenerlo en su interior un tiempo determinado con el fin de asegurar que ninguna fracción del mismo retorne a estado vapor y evitar así que se produzca la cavitación de las bombas posteriores de reflujo y destilado al aspirar dicho fluido.

En relación al marco reglamentario y normativo que regula el diseño y aspectos adicionales referentes a los acumuladores de reflujo, éste será el mismo que rige las columnas de destilación ya que, a efecto de clasificación, ambos tipos de equipos son considerados equivalentes y trabajan en unas condiciones idénticas. Por ello, la justificación de los reglamentos y normas utilizados en el inicio del apartado 8.1.4 es extrapolable a este caso, de forma que sólo se recordará cuáles son éstos:

- ✓ Reglamento de Aparatos a Presión y su ITC MIE-AP6 relativa a refinerías de petróleo y plantas petroquímicas.
- ✓ Reglamento de Instalaciones Petrolíferas y su ITC MI-IP 01 “Refinerías”.
- ✓ Código ASME, Sección VIII (Recipientes a Presión), División 1.

Según la clasificación de los tipos de recipientes en función de su uso y su forma, los acumuladores de reflujo diseñados se encuadran dentro del grupo de recipientes de proceso –recipientes- cerrados cilíndricos horizontales con cabezas formadas. No es apto el uso de fondos planos ya que sólo son adecuados para trabajar a presión atmosférica; la presión de trabajo en estos depósitos está ligeramente por encima de las 2 atm.

8.3.2. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico

La determinación de la capacidad de los acumuladores de reflujo se ha hecho en base a una estimación del tiempo de operación que deberían ser capaces de cubrir. En unidades similares que ya existen y se encuentran en funcionamiento en otras plantas se estimaron tiempos máximos de operación en el rango de los 15 a 30 minutos; se ha considerado suficiente un tiempo de residencia por parte del líquido condensado de 15 minutos.

Adicionalmente, se ha hecho uso de una serie de reglas heurísticas (generalizaciones) acerca de las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990); éstas son las siguientes:

- Los recipientes con capacidad inferior a 500 gal (1.9 m^3) nunca se llenan por encima del 85 %.
- Los recipientes con capacidad superior a 500 gal (1.9 m^3) nunca se llenan por encima del 90 %.
- Los líquidos en cantidades inferiores a 100 gal (3.8 m^3) son almacenados en tanques verticales montados sobre patas.
- Los líquidos en cantidades comprendidas entre los 1000 y 10000 gal (3.8 m^3 y 38 m^3) son almacenados en tanques horizontales sustentados por una cimentación de hormigón.
- Los líquidos en cantidades superiores a 10000 gal (38 m^3) son almacenados en tanques verticales sustentados por una cimentación de hormigón.

Los acumuladores de reflujo asociados a las torres de fraccionamiento Decano, Tridecano y Splitter presentarán unas capacidades de almacenamiento de 6.547, 30.170 y 19.726 m³, respectivamente. Por tanto, se encuentran encuadrados dentro de los recipientes con un volumen superior a 1.9 m³ y comprendido entre 3.8 y 38 m³; como consecuencia, nunca se llenarán por encima del 90% de su volumen y, tal y como se había adelantado en el apartado introductorio, serán depósitos horizontales.

Tras estas referencias sobre el dimensionamiento de los acumuladores, se pasará a comentar diferentes aspectos concernientes al diseño mecánico:

➤ Material de los acumuladores.

Todos los botellones de reflujo estarán contruidos con acero al carbono SA-283 C, ya que, como se ha explicado en apartados anteriores, es un material óptimo tanto desde el punto de vista técnico, para aplicaciones de almacenamiento a relativa bajas presiones (sus espesores no pueden exceder las 5/8 in) y que no superen los 650 °F, como desde el punto de vista económico; lógicamente, con estos equipos no se restringen las limitaciones de dicho material.

Material acumulador

SA-283 Gr. C

➤ Fondos.

Los cabezales de los depósitos de reflujo serán toriesféricos ya que son adecuados para presiones superiores a la atmosférica y presentan un coste parcialmente bajo. Concretamente, ambos cabezales serán de tipo Klopper y totalmente iguales, al tratarse de tanques horizontales simétricos. A diferencia de las columnas de destilación, los acumuladores no presentarán ningún fondo tipo Korbboegen ya que no se dan las condiciones expuestas en el apartado 8.1.4. de presión y temperatura (la tercera de las condiciones es aplicable únicamente si los recipientes son verticales) que recomiendan su uso; tal hecho se verifica con los siguientes datos:

	T^a diseño (°C)	P diseño (kg/cm²)
Acumulador col. Decano	224.0	4.07
Acumuladores cols. Tridecano	257.6	4.07
Acumulador col. Splitter	306.3	4.07

➤ Soportes.

Los botellones de reflujo, al igual que los intercambiadores de carcasa y tubos, estarán soportados mediante dos silletas, del mismo material que la carcasa y que irán soldadas a ésta de manera continua y directa. Respecto a las características que las definen (ángulo de agarre, altura, espesor, localización, etc.), dependerán principalmente de las dimensiones (longitud, diámetro y espesor) del acumulador en cuestión, no pudiéndose generalizar, por tanto, ningún dato al respecto. Como último comentario, hacer dos concreciones: por un lado, indicar que las silletas, a su vez, estarán sustentadas en cimentaciones, las cuales conferirán estabilidad y la altura apropiada al equipo; y por otro, que para absorber las posibles dilataciones de la carcasa, habrá perforaciones alargadas (ranuras en lugar de barrenos) en la base de la silleta opuesta a las conexiones de tubería principales, a fin de que las anclas que sujetan al equipo con la cimentación no restrinjan su libre desplazamiento.

Soportes	
Elementos	Silletas
Material	El de la carcasa

➤ Aislamiento.

Los acumuladores de reflujo estarán aislados mediante colcha de fibra de vidrio ya que sus intervalos de trabajo y características, citados brevemente en el apartado 8.1.4., son aptos para cubrir adecuadamente los requerimientos de estos equipos.

Material aislante	Colcha de fibra de vidrio (48 kg/m ³)
--------------------------	--

➤ Aberturas de inspección o bocas de hombre.

Todos los botellones de reflujo tendrán una abertura de inspección de 20 in, ya que, al tratarse de depósitos de diámetro superior a 36 in, el código ASME establece que deben tener una boca de hombre de diámetro mayor o igual a 16 in (siendo lo aconsejable entre 18 y 22 in).

Diámetro bocas de hombre (in)	20 in (0.508 m)
--------------------------------------	-----------------

➤ Conexiones.

Todos los acumuladores disponen de dos conexiones, correspondientes a la entrada del líquido procedente de los aerorrefrigerantes y salida del mismo hacia las bombas de reflujo y destilado. Ambas son mayores de 2 ½ pulgadas, de manera que, como ya se ha comentado en las conexiones de equipos anteriores, deberán ser bridadas de tipo SORF y de serie 150.

➤ Válvulas de seguridad.

Ver el epígrafe de válvulas de seguridad del apartado 8.1.4.

➤ Inspecciones y pruebas:

Los depósitos de reflujo presentes en la instalación tienen en común que son unidades que pertenecen, según las características de los fluidos con los que operan, al grupo A y poseen un potencial de riesgo correspondiente al grupo 3; como resultado, son encuadrados en la categoría II, al igual que la ya descrita columna Decano (y algunos de los calderines). Por tanto, tendrán que ser sometidos a las mismas inspecciones y pruebas, las cuales serán realizadas por los mismos organismos y con idéntica frecuencia, en el caso de las inspecciones y pruebas periódicas, que se especificaron para la columna Decano (ver apartado 8.1.4.).

8.3.3. Especificaciones particulares de cada acumulador

En este apartado son mostradas las especificaciones particulares que definen inequívocamente, junto con las especificaciones comunes expuestas en el apartado anterior, el diseño de cada acumulador de reflujo.

En relación a las corrientes que alimentan estos botellones de reflujo, las tablas M.8.2.16, M.8.2.18 y M.8.2.20 muestran la composición y el caudal de cada una de las citadas corrientes correspondientes a los acumuladores de las columnas Decano, Tridecano y Splitter, respectivamente. A la vez, sus temperaturas se pueden visualizar en el diagrama de flujo adjunto a cada tabla. A diferencia de los apartados asociados a las columnas de destilación y equipos de transmisión de calor (tanto intercambiadores de carcasa y tubos como aerorrefrigerantes), los acumuladores no se ilustrarán con un diagrama de flujo, ya que no se produce ningún cambio entre la corriente de entrada y salida de los mismos. No obstante, éstos se encuentran adecuadamente representados en los planos N° 16, 17 y 18.

8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-1

Especificaciones de diseño

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	9.5
Longitud (m)	4.082
Diámetro interior (m)	1.372
<i>Fondos</i>	
Espesor (mm)	9.5
Longitud (m)	0.278
Radio mayor (m)	1.391
Radio menor (m)	0.139
Faldilla (mm)	33.3
Longitud total del acumulador (m)	4,638
Volumen del acumulador (m³)	6.547
<i>Aislamiento</i>	
Espesor (mm)	140

TABLA M.8.3.1: Especificaciones de diseño del acumulador de reflujo ARF-1

8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-2 y ARF-3**Especificaciones de diseño**

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	12.7
Longitud (m)	7.895
Diámetro interior (m)	2.134
<i>Fondos</i>	
Espesor (mm)	12.7
Longitud (m)	0.432
Radio mayor (m)	2.159
Radio menor (m)	0.216
Faldilla (mm)	44.5
Longitud total del acumulador (m)	8.759
Volumen del acumulador (m³)	30.170
<i>Aislamiento</i>	
Espesor (mm)	165

TABLA M.8.3.2: Especificaciones de diseño de los acumuladores de reflujo ARF-2 y ARF-3

8.3.3.1. Acumulador de Reflujo ARF-4**Especificaciones de diseño**

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	11.1
Longitud (m)	7.044
Diámetro interior (m)	1.829
<i>Fondos</i>	
Espesor (mm)	11.1
Longitud (m)	0.370
Radio mayor (m)	1.851
Radio menor (m)	0.185
Faldilla (mm)	38.9
Longitud total del acumulador (m)	7.784
Volumen del acumulador (m³)	19.726
<i>Aislamiento</i>	
Espesor (mm)	178

TABLA M.8.3.3: Especificaciones de diseño del acumulador de reflujo ARF-4

8.4. Depósitos de almacenamiento

Los cálculos realizados para la presentación de los resultados de este apartado se encuentran en el capítulo 5 del Anexo II.

Este apartado, a diferencia de los anteriores, se dividirá en dos bloques completamente diferenciados: el primero, que lo componen los tres apartados iniciales, tratará, fundamentalmente, los aspectos relacionados con el diseño mecánico e hidráulico de los tanques de almacenamiento, mientras que el segundo, correspondiente al último de los apartados, se centra en los sistemas de protección contra incendios dispuestos en la instalación de almacenamiento.

8.4.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción

Los depósitos de almacenamiento son los equipos destinados a la recepción de los fluidos que no continúan en el proceso y no son enviados a la refinería. La planta proyectada consta de tres tanques de este tipo, que albergan las corrientes de destilado de las columnas Decano y Splitter y la corriente de residuo procedente de esta última columna.

Con respecto al marco reglamentario y normativo establecido, los depósitos de almacenamiento se regirán por el Reglamento de instalaciones petrolíferas (RIP), ya que su ámbito de aplicación incluye las instalaciones y parques de almacenamiento destinados a la distribución y suministro de productos petrolíferos, con excepción de los incluidos en la clase A y de los que tienen un punto de inflamación superior a 150 °C (éstos no corresponden, como se verá, a los productos de la planta). Adicionalmente, el RIP expone que las instalaciones destinadas a almacenar indistintamente carburantes o combustibles líquidos y otros productos químicos se podrán regir por el citado reglamento, complementado por el Reglamento de almacenamiento de productos químicos (RAPQ) y sus Instrucciones técnicas complementarias específicas. Por tanto, se hará uso de ambos, con el fin de comprender las distintas disposiciones con la mayor claridad y detalle posibles. En relación con el RIP, será de principal apoyo la ITC MI-IP02 “Parques de almacenamiento de líquidos petrolíferos”, ya que tiene por finalidad establecer las prescripciones técnicas referente a la seguridad a la que han de ajustarse el

proyecto, los materiales, la construcción y la explotación de las instalaciones en parques de almacenamiento de líquidos petrolíferos, incluidos en la clase B, C y D, mientras que en relación con el RAPQ no cabe duda que la ITC de aplicación es la MIE-APQ 1 “Almacenamiento de líquidos inflamables y combustibles”.

Teniendo en cuenta las definiciones proporcionadas por la ITC MI-IP02, se denominan tanques atmosféricos de eje vertical aquellos recipientes verticales diseñados para soportar una presión interna manométrica de hasta 15 kPa (0,15 kg/cm²), medida en el techo del tanque. Según esto, los tanques de la planta pertenecen a este tipo (el tanque está “abierto” a la atmósfera), y, por tanto, la citada ITC indica que deben ser construidos de acuerdo con la norma API 650 u otra norma admitida por la Unión Europea. Así, tal y como se ha hecho con la mayoría de los equipos anteriores, sería posible utilizar como código de construcción el ASME Sección VIII División I, ya que su ámbito de aplicación engloba los tanques en cuestión; no obstante, se ha optado por el uso de la norma API 650 “Steel Tanks for Oil Storage”, no sólo por la indicación de la misma en la instrucción técnica, sino por ser un código de aplicación específica para depósitos atmosféricos y, en consecuencia, de mayor detalle. Concretamente, cubre los requisitos mínimos para diseño, fabricación, instalación, materiales e inspección de tanques cilíndricos verticales sobre tierra, no refrigerados, de tope abierto o cerrado, construido con planchas de acero soldadas, para almacenar crudo o sus derivados, donde la temperatura no excede de 500 °F (260 °C) y la presión manométrica de 2.5 psig.

8.4.2. Condiciones de almacenamiento y clasificación de los productos

Uno de los primeros requisitos es definir inequívocamente las condiciones de almacenamiento (temperatura y presión) y las características de los productos almacenados, así como clasificar los mismos, ya que determinadas prescripciones son diferentes según estos factores.

Depósito de almacenamiento DAD-1: PETREPAR n-C10

Este tanque almacena el destilado de la columna Decano, una vez que éste ha sido refrigerado en el intercambiador ICW/D-1. El nombre comercial de dicho producto es PETREPAR n-C10.

- ⇒ Temperatura de almacenamiento ≤ 42 °C
- ⇒ Presión de almacenamiento: presión atmosférica
- ⇒ Caudal y composición del producto almacenado: Ver tabal M.8.1.2.
- ⇒ T^a de inflamación: 47.6 °C

Este producto, al tener una presión absoluta de vapor a 15 °C inferior a 1 bar y un punto de inflamación comprendido entre 38 y 55 °C, pertenece a la *subclase B2*.

Depósito de almacenamiento DAD-4: PETREPAR n-C14

Este tanque almacena el destilado de la columna Splitter, el cual procede, en última estancia, del refrigerador ICW/D-4. El nombre comercial de dicho producto es PETREPAR n-C14.

- ⇒ Temperatura de almacenamiento ≤ 60 °C
- ⇒ Presión de almacenamiento: presión atmosférica
- ⇒ Caudal y composición del producto almacenado: Ver tabla M.8.1.16.
- ⇒ T^a de inflamación: 101.5 °C

Este producto, al tener una presión absoluta de vapor a 15 °C inferior a 1 bar y un punto de inflamación superior a 100 °C, pertenece a la *clase D*.

Depósito de almacenamiento DARD-4: PETREPAR P-147

Este tanque almacena el residuo de la columna Splitter, el cual procede, en última estancia, del refrigerador ICW/RD-4. El nombre comercial de dicho producto es PETREPAR P-147.

- ⇒ Temperatura de almacenamiento ≤ 60 °C
- ⇒ Presión de almacenamiento: presión atmosférica
- ⇒ Caudal y composición del producto almacenado: Ver M.8.1.17.
- ⇒ T^a de inflamación: 114.3 °C

Este producto, al igual que el anterior, al tener una presión absoluta de vapor a 15 °C inferior a 1 bar y un punto de inflamación superior a 100 °C, pertenece a la *clase D*.

Éste es el momento de comentar que la justificación del almacenamiento de los productos en tanques atmosféricos viene dada ITC MI-IP01 “Refinerías”, que establece que los hidrocarburos de clase B, cuya tensión de vapor sea inferior a la atmosférica a la máxima temperatura posible de almacenamiento, y de clase D (además de los de clase C), ambos correspondientes a los tratados en la planta, se almacenarán en tanques atmosféricos (indistintamente de techo fijo, flotante o fijo con pantalla flotante) y no en depósitos a presión o a baja presión.

8.4.3. Características generales del dimensionamiento y diseño mecánico

De la misma manera que se hizo con los botellones de reflujo, la determinación de la capacidad de los tanques de almacenamiento se ha hecho en base a una estimación del tiempo de stock que deberían ser capaces de cubrir. Se ha considerado adecuado un tiempo máximo de almacenamiento en torno a 2 semanas. Así, los depósitos DAD-1, DAD-4 y DARD-4 presentarán unas capacidades de almacenamiento de 595.457, 3704.433y 1091.012 m³, respectivamente. Así, teniendo en cuenta estos datos y las reglas heurísticas que fueron expuestas en el inicio del apartado 8.3.2 acerca de las características y el dimensionamiento de recipientes, los tanques proyectados se encuadran dentro de los recipientes con un volumen superior a 38 m³; como consecuencia, nunca se llenarán por encima del 90% de su volumen y, tal y como se había adelantado en el apartado introductorio, serán depósitos verticales sustentados por una cimentación de hormigón.

Tras estas referencias sobre el dimensionamiento de los tanques de almacenamiento, se pasará a comentar diferentes aspectos concernientes al diseño mecánico:

➤ Material de los tanques.

Ya que se trabaja a baja presión y temperatura, con productos poco corrosivos y no se requieren espesores superiores a 5/8 in, se empleará como material de construcción de los tres depósitos acero al carbono SA-283 C, un material óptimo desde el punto de vista económico y técnico, dada las condiciones de aplicación.

Material depósitos

SA-283 Gr. C

➤ Techo y fondo.

La primera elección concerniente a los extremos de los tanques es determinar si se usarán techos fijos o flotantes. Así, todos los depósitos de almacenamiento dispondrán de techos fijos, ya que su aplicabilidad, según la norma API 610, se centra en los líquidos con un punto de inflamación mayor o igual a 60 °C. Dicha restricción la viola el producto del tanque DAD-1, cuyo flash point es de 47.6 °C; no obstante, teniendo en cuenta que, por definición, los techos fijos se emplean para contener productos no volátiles, y que el componente más ligero y predominante de la mezcla PETREPAR n-C10, el decano, presenta un punto de ebullición a presión atmosférica de 174.2 °C y se almacena a una temperatura igual o inferior a 42 °C, se ha creído adecuada la opción tomada. Desde el punto de vista reglamentario, dicha posibilidad es permisible (ver final del apartado anterior 8.4.2).

Con respecto a la geometría de los extremos, el techo será cónico y el fondo plano, descansando directamente en una cimentación compuesta de hormigón; éste es el diseño utilizado generalmente en tanques cilíndricos verticales operando a presión atmosférica, al cubrir los requerimientos exigidos con el mínimo coste.

Los techos cónicos, a su vez, pueden ser autoportados o soportados. Los primeros consisten en un cono formado de placas soldadas a tope, el cual, por su forma física, es capaz de sostenerse sin ningún elemento estructural y únicamente soportado en su periferia por el perfil de coronamiento, mientras que

los segundos consisten en un cono formado a partir de placas soldadas a traslape, soportadas por una estructura compuesta de columnas, traveses y largueros (las traveses forman un pentágono, encargado de soportar los largueros, y en cada arista del mismo se coloca una columna). Aunque los primeros son diseñados y calculados para tanques que no excedan de un diámetro de 18.288 m, es recomendable fabricar éstos en un diámetro máximo de 12.192 m, de manera que cualquier dimensión mayor de las mostradas requiere el uso de una estructura capaz de soportar al techo; por este motivo (ver las dimensiones en el apartado 8.4.4), los depósitos DAD-1 y DAD-4 presentarán un techo cónico autoportado, mientras que el del depósito DAD-4 será soportado. Cabe destacar que el tipo de techo cónico influirá en la inclinación del mismo, pudiendo estar comprendida ésta en un intervalo de valores para los techos autoportados y siendo un valor determinado para los techos soportados.

En relación al fondo plano, reseñar únicamente como peculiaridad que tendrá una pendiente de inclinación del 1 % para facilitar el drenaje del tanque.

Techo	Fijo cónico autoportado*
Fondo	Plano

*Excepto el techo del depósito DAD-4 (fijo cónico soportado)

➤ Soporte de los tanques.

Como ya se adelantó previamente y recomendaban las reglas heurísticas, los tanques descansarán en una cimentación de hormigón. Ésta consiste en una corona circular de 0.6 m de ancho (con la que se reduce el efecto de los asentamientos diferenciales al igual que se aumenta la resistencia al momento de volcamiento inducido por las cargas sísmicas), sobresaliendo 0.3 m del suelo, apoyada, a su vez, en otra corona circular del mismo material de 1 m de ancho, que asegura el drenaje adecuado del subsuelo.

Soporte	Cimentación de hormigón
----------------	-------------------------

➤ Espesor.

Se seleccionará un espesor uniforme para cada uno de los tanques, de manera que, para un mismo depósito, los espesores del casco, del fondo y del techo serán coincidentes. Así, el espesor elegido será el mayor de los necesarios para estos tres elementos, siendo éste en todos los casos el del casco o el del fondo; por ello, en base al espesor tomado, se obtendrá el ángulo de inclinación del techo cónico autoportado más conveniente, que será el mínimo posible.

➤ Sistemas de venteo.

Todos los recipientes dispondrán de un sistema de venteo normal para prevenir la deformación del mismo como consecuencia de llenados, vaciados o cambios de temperatura ambiente. Este sistema de venteo consiste simplemente en una válvula presión-vacío que actúa de dos formas: cuando el tanque se está llenando, deja salir el aire y los vapores del interior para que éste no se presurice, y cuando el tanque se está vaciando, deja entrar aire para que no se haga vacío en su interior. Además, la legislación obliga a que todo recipiente de almacenamiento tenga alguna forma constructiva que permita aliviar el exceso de presión interna causado por un fuego exterior. Dicho dispositivo será una puerta de venteo de emergencia, similar a una boca de hombre, que se abrirá en el caso de que se genere una presión superior a la de su propio peso. Tanto el sistema de venteo normal como el de emergencia se dispondrán en el techo de los recipientes, y sus descargas, al tratarse fundamentalmente de aire (gas excedente de proceso, no inflamable, no tóxico), serán enviadas directamente a la atmósfera, tal y como establece la tabla reglamentaria presentada en el epígrafe *válvulas de seguridad* del apartado 8.1.4.

➤ Aberturas de inspección o bocas de hombre.

Cada uno de los tanques contará con una boca de hombre en el casco y otra en el techo con la finalidad de poder realizar limpieza, revisiones o reparaciones en el interior de los mismos. Ambas tendrán un diámetro nominal de 508 mm (20 in).

Diámetro bocas de hombre (in)

20 in (0.508 m)

➤ Escaleras y plataformas.

Cada tanque de almacenamiento dispondrá de una escalera helicoidal desde nivel de terreno hasta el techo del mismo y una plataforma en dicho techo. La escalera y la plataforma, junto con los barandales, tendrán la finalidad de situar al personal que así lo requiera en una zona del tanque que necesite constante mantenimiento o supervisión, generalmente sobre el techo donde se sitúan elementos tales como los ya citados sistemas de venteo o bocas de inspección, además de brindar protección y seguridad al personal.

Se le exigirá al fabricante que las plataformas, pasillos y escaleras cumplan con las especificaciones dadas por las normas API 610 al respecto de estos elementos. A título de ejemplo, algunas de estas especificaciones más destacables son que la altura del barandal será de 42 in (1067 mm), el ancho mínimo de las escaleras y de las plataformas será de 24 in (610 mm), todos los componentes deberán ser metálicos, etc.

➤ Conexiones.

Cada tanque de almacenamiento presenta una única conexión con las conducciones del proceso, concretamente, con la tubería de entrada del producto. A excepción de la conexión del depósito DAD-1, que se realiza con manguitos de enchufe y soldadura al ser la conducción de un diámetro inferior a 2 pulgadas, las conexiones a los otros depósitos serán bridadas de tipo SORF y de serie 150. En relación a la descarga de los tanques, ésta se realizará por conexiones formadas por dos acoplamientos rápidos abiertos, uno macho y otro hembra, para que por medio de éstos se puedan realizar transferencias de los productos almacenados de forma estanca y segura, siendo obligatorio que sean compatibles entre el camión cisterna o cualquier medio de transporte y la boca de carga.

➤ Pruebas e inspecciones.

Los tanques de almacenamiento serán sometidos a una prueba hidrostática, llenos de agua a la temperatura ambiente. La prueba se mantendrá

durante el tiempo necesario para examinar el tanque y observar si existen fugas o se producen deformaciones o asentamientos del terreno que puedan suponer un riesgo en su utilización. Esta prueba será certificada por un organismo de control autorizado.

Con respecto a las inspecciones, cada cinco años se comprobará que:

- No ha habido ampliaciones o modificaciones que alteren las condiciones de seguridad por las que se aprobó la instalación inicial, y que si las ha habido, éstas han sido objeto de presentación de la correspondiente documentación y autorización si procede.
- Las clases de productos siguen siendo las mismas para las que se aprobó inicialmente.
- La forma de almacenamiento es la misma que la inicial.
- Las distancias y medidas para su reducción continúan siendo las mismas.
- Las capacidades globales siguen siendo las mismas.
- En las instalaciones inspeccionables visualmente, el correcto estado de las paredes de los cubetos, cimentaciones de depósitos, vallado, cerramiento, drenajes, bombas, equipos, instalaciones auxiliares, etc.
- En caso de existir puesta a tierra, se comprobará la continuidad eléctrica de las tuberías o del resto de elementos metálicos de la instalación.
- En los depósitos y tuberías inspeccionables visualmente se comprobará el estado de las paredes y medición de espesores si se observa algún deterioro en el momento de la inspección.
- Para el resto de depósitos y tuberías se realizará prueba de estanqueidad, conforme a norma, código o procedimiento de reconocido prestigio. Esta prueba se realizará a los diez años la primera vez y cada cinco años las sucesivas para el depósito DAD-1 y cada diez años para los tanques DAD-4 y DARD-4.
- Las reservas de agua y de espumógeno relacionadas con el sistema de protección contra incendios.

Todas estas revisiones serán realizadas por la empresa instaladora del nivel correspondiente a la instalación o bien por inspector propio.

8.4.4. Especificaciones particulares de cada tanque de almacenamiento

En este apartado se muestran las especificaciones adicionales que definen, junto con las citadas en el apartado anterior, las características principales de cada uno de los tanques proyectados (ver Planos N° 19, 20 y 21).

8.4.4.1. Depósito de almacenamiento DAD-1

Especificaciones de diseño

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	9.5
Altura (m)	9.009
Diámetro interior (m)	9.000
<i>Techo cónico</i>	
Espesor (mm)	9.5
Pendiente (Ángulo)	3:12 (14 °)
Altura total del tanque (m)	10.144
Capacidad (m ³)	595.457
<i>Fondo plano</i>	
Espesor (mm)	9.5

TABLA M.8.4.1: Especificaciones de diseño del depósito de almacenamiento DAD-1

8.4.4.2. Depósito de almacenamiento DAD-4

Especificaciones de diseño

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	9.5
Altura (m)	14.409
Diámetro interior (m)	18.000
<i>Techo cónico</i>	
Espesor (mm)	9.5
Pendiente (Ángulo)	1:16 (3.6 °)
Altura total del tanque (m)	14.982
Capacidad (m ³)	3704.433

<i>Fondo plano</i>	
Espesor (mm)	9.5

TABLA M.8.4.2: Especificaciones de diseño del depósito de almacenamiento DAD-4

8.4.4.3. Depósito de almacenamiento DARD-4

Especificaciones de diseño

<i>Carcasa cilíndrica</i>	
Espesor (mm)	9.5
Altura (m)	9.009
Diámetro interior (m)	12.000
<i>Techo cónico</i>	
Espesor (mm)	9.5
Pendiente (Ángulo)	1:3 (18.5 °)
Altura total del tanque (m)	11.019
Capacidad (m³)	1091.012
<i>Fondo plano</i>	
Espesor (mm)	9.5

TABLA M.8.4.3: Especificaciones de diseño del depósito de almacenamiento DARD-4

8.4.5. Sistema de Protección contra Incendios

Los sistemas para defensa contra incendios constituyen la herramienta destinada a minimizar los daños, una vez que se ha producido el siniestro por haber fallado las medidas preventivas adoptadas. Las medidas que constituyen este sistema de protección vienen impuestas, igualmente, por los reglamentos descritos en el apartado 8.4.1; no obstante, adicionalmente, las instalaciones, los equipos y sus componentes destinados a dicha protección se ajustarán a lo establecido en el Reglamento de Instalaciones de Protección contra Incendios. La aplicación de muchas de estas medidas dependerá de la capacidad de los depósitos y del tipo de líquido almacenado, de manera que habrá algunas comunes a los tres tanques (cubeto de retención, extintores, etc.), otras específicas de tan sólo uno o dos de ellos (protección con agua, alarmas, etc.) y otras

que no afectarán a ninguno, tales como la protección con espuma o con atmósferas inertes.

8.4.5.1. Cubeto de retención

Los tres recipientes de almacenamiento se situarán en el interior de un cubeto de retención, al fin de evitar el derrame incontrolado del fluido contenido en los mismos en caso de su ruptura. A pesar de tratarse del almacenamiento de líquidos de diferentes clases (B2 y D), será posible incluir en el mismo cubeto todos los tanques ya que las distancias entre las paredes de éstos serán las necesarias para permitir esta situación y la capacidad de almacenamiento del cubeto no sobrepasará los 200000 m³. La distancia entre cada pareja de depósitos depende, fundamentalmente, del tipo de producto que almacena cada uno de ellos así como de las medidas de protección adicionales a las obligatorias adoptadas. No obstante, se ha decidido no acogerse a estas medidas debido a que las reducciones que conllevarían en las distancias entre depósitos no influirían en el volumen del cubeto. Así, manteniendo las distancias adecuadas, los tanques se dispondrán en una única fila, situando en los extremos los depósitos DAD-1 y DAD-4, que requieren la mayor de las distancias relativas, y en el centro el depósito DARD-4.

En relación con el diseño del cubeto en sí, se ha de comentar una serie de puntos:

- ✓ El fondo del mismo tendrá una pendiente del 1 % de forma que todo el producto derramado escurra rápidamente hacia una zona del cubeto lo más alejada posible de la proyección horizontal de los recipientes, de las tuberías y de los órganos de mando de la red de incendios.
- ✓ La capacidad del cubeto será la necesaria para almacenar en su interior un volumen ligeramente superior al del mayor de los tanques agrupados en su interior, esto es, al del depósito DAD-4. Las dimensiones del cubeto que den lugar a dicha capacidad contarán con las limitaciones de que sus paredes deben tener una altura comprendida entre 1 y 1.8 metros, con respecto al nivel interior, para lograr una buena ventilación, y deben estar distanciadas horizontalmente de las paredes de los tanques 4 metros como mínimo.

- ✓ Para evitar la extensión de pequeños derrames, el cubeto se subdividirá por un dique interior de 0.15 metros colocado entre los tanques DAD-4 y DARD-4, de manera que cada subdivisión no contenga más de un solo recipiente de capacidad igual o superior a 2000 m³ o un número de recipientes de capacidad global no superior a 3000 m³.

Dicho esto, a continuación se exponen las dimensiones del cubeto y las distancias relativas que definen la localización de los recipientes:

Dimensiones del cubeto	
Longitud (m)	68.000
Anchura (m)	34.500
Altura (m)	1.620
Volumen (m ³)	3800.520
Distancias	
DAD-4/DARD-4 (m)	6.000
DARD-4/DAD-1 (m)	6.500
Pared*/DAD-4 o DAD-1 (m)	8.221
Pared**/DAD-4 (m)	8.240

TABLA M.8.4.4: Dimensiones del cubeto y localización relativa de los tanques de almacenamiento

* Correspondiente a los extremos del tramo largo

** Correspondiente a los extremos del tramo ancho.

8.4.5.2. Protección con agua

Únicamente dispondrá de red de agua contra incendios el depósito DAD-1, al almacenar un producto de subclase B2 en un volumen superior a 100 m³; los otros dos depósitos, al contener un producto de la clase D, no requieren reglamentariamente este sistema. Además, al ser la capacidad del depósito DAD-1 superior a 200 m³, se dispondrá de una red de agua contra incendios con abastecimiento y acometida para este fin. Aunque no ha sido objeto del proyecto el diseño del sistema de bombeo y de la red de agua, se comentarán aspectos de interés que cumplirá el sistema de protección con agua:

- ✓ Las tuberías de suministro de agua tendrán un diámetro tal que garantice los caudales requeridos con una presión manométrica mínima, en cualquier punto

de la red, de 7 bar. La red estará dispuesta en anillo y dispondrá de válvulas de corte en número suficiente para aislar cualquier sección que sea afectada por una rotura, manteniendo el resto de la red a presión de trabajo. El agua se proyectará mediante instalaciones fijas de pulverización.

- ✓ La instalación estará dotada de un sistema de bombeo capaz de impulsar el caudal requerido a la zona de almacenamiento.
- ✓ El caudal requerido será de 100 m³/h, el cual se deberá suministrar durante un tiempo mínimo de tres horas. Por tanto, habrá disponible un volumen de agua de 400 m³, como medida de seguridad.

8.4.5.3. Extintores

En las instalaciones del almacenamiento y en el acceso al cubeto habrá extintores de clase adecuada al riesgo; teniendo en cuenta los productos que se manejan, el agente extintor será polvo BC. Los extintores estarán situados próximos a los puntos donde se ha estimado la mayor probabilidad de iniciarse el incendio (conexiones, válvulas de uso frecuente o análogos) y su distribución será tal que el recorrido máximo horizontal, desde cualquier punto del sector de incendio hasta el extintor, no supere los 15 metros.

8.4.5.4. Alarmas

El tanque de almacenamiento DAD-1 dispondrá de puestos para el accionamiento de la alarma que estén a menos de 25 m de los accesos al cubeto, de las bombas o de las estaciones de carga y descarga. Adicionalmente, se establecerá una alarma acústica, perfectamente audible en toda la zona y distinta de las destinadas a otros usos.

8.4.5.5. Equipos auxiliares

En la proximidad de los puestos de trabajo se colocarán equipos de protección personal (manta ignífuga, estación de agua para ducha y lavajojos, etc.) y en los lugares accesibles y para uso en todo momento sesenta metros de manguera, con empalmes adaptables a la red de incendios, con boquillas para chorros y pulverización.

8.5. Sistemas de tuberías y bombeo

Los cálculos concernientes tanto a la red de tuberías como al sistema de bombeo se muestran conjuntamente en el capítulo 6 del Anexo II.

En este apartado se expondrán las diferentes líneas que conforman el sistema de conducciones de la planta proyectada, así como los resultados concernientes a su diseño hidráulico y mecánico. Junto a ello, se hará referencia a los componentes y accesorios presentes en las mismas y que ejercen distintas funciones de interés, y serán presentadas las características principales de las unidades de bombeo que permiten el trasiego de los fluidos a través de la citada planta.

8.5.1. Sistemas de tuberías

8.5.1.1. Introducción. Reglamentos y códigos de construcción

La importancia y repercusión de los sistemas de tuberías es trascendental en la planta de Molex Fraccionamiento, no sólo porque hacen posible la circulación de las corrientes entre los numerosos equipos que la componen, sino que, adicionalmente, representan de manera aproximada un tercio del material de la instalación, requieren de un 30 % a un 40 % del trabajo de montaje, consumen del 40 % al 50 % de las horas-hombre de ingeniería y ocupan un 60 % del volumen del material.

A diferencia de los anteriores equipos “a presión” (columnas de destilación, acumuladores de reflujo, intercambiadores de calor y aerorrefrigerantes), los sistemas de conducción no se rigen por el Reglamento de Aparatos a Presión y su ITC MIE-AP6, ya que se excluyen de su ámbito de aplicación tanto las tuberías de fluidos en las que el producto de su diámetro interior (en cm) por la presión máxima de servicio (en kg/cm^2) es inferior a 100 como aquéllas cuya presión máxima de servicio es igual o menor a 4 kg/cm^2 , estando las conducciones de la planta incluidas, de manera general, en ambos supuestos. No obstante, como elementos constituyentes de una planta petroquímica que son, sí se acogen al Reglamento de Instalaciones Petrolíferas y su ITC MI-IP 01 “Refinerías”.

Por otro lado, todas las conducciones de la planta estarán construidas de acuerdo con la norma ANSI B31.3. Petroleum Refinery Piping, que es el código de diseño extendido para las tuberías a presión de plantas de proceso químico y refinerías de petróleo. Dicho código prescribe los requisitos mínimos de los materiales, diseño, fabricación, ensamble, soporte, instalación, examen, inspección y prueba de los sistemas de tuberías sujetos a presión. Adicionalmente, en lo que se refiere al dimensionamiento hidráulico, ha sido necesario atenerse a la Nota Técnica de Prevención NTP 225 relativa a electricidad estática en el trasvase de líquidos inflamables, que tiene por objeto indicar las medidas preventivas fundamentales frente al riesgo derivado de la generación de este tipo de electricidad. Las principales medidas de control consideradas son que el producto de la velocidad lineal del fluido y el diámetro interno de la conducción debe ser inferior a $0.5 \text{ m}^2/\text{s}$ y que los tubos de llenado tienen que llegar hasta el fondo de los recipientes.

8.5.1.2. Aspectos generales de los sistemas de conducción

En este apartado serán expuestas brevemente la elección de los materiales de construcción y aislamiento, así como ciertas consideraciones relativas a las dimensiones, elementos y accesorios, disposición y geometría del sistema de tuberías:

➤ Material:

Dado el carácter no corrosivo de los productos parafínicos, será posible el empleo de acero al carbono en lugar de acero inoxidable; específicamente, al tratarse de servicios a altas temperaturas (e inferiores a $450 \text{ }^\circ\text{C}$), el material adecuado y elegido es al acero al carbono SA-106 B, cuyas características más relevantes a efecto de su utilización en “piping” son: resistencia a elevadas temperaturas, resistencia al choque, resiliencia, tenacidad, maquinabilidad y, en especial, el ser forjable y la soldabilidad. Estas últimas son de gran importancia, pues con el acero al carbono se emplean mucho la conformación en forja y la soldadura.

Material tubos

SA-106 Gr. B

➤ Diámetro.

En tuberías de acero, los diámetros nominales normalizados están comprendidos en el intervalo de 1/8 a 30 pulgadas. Para tuberías de 1/8 a 12 in, ambas inclusive, el diámetro exterior es algo superior al diámetro nominal, mientras que para tuberías de 14 in y mayores el diámetro exterior es idéntico al nominal. La planta dispone de conducciones con diámetros comprendidos entre 1 y 16 in.

El tamaño óptimo de tubería, para un caso determinado, depende de los costes relativos de instalación, de la potencia, del mantenimiento y de las tuberías y accesorios de repuesto. No obstante, como método de estimación aproximado para la elección del tamaño de las tuberías, se han seleccionado intervalos representativos de velocidad en las mismas, haciendo distinciones: según el estado de la corriente, vapor o líquido; según la viscosidad del líquido, líquido viscoso o poco viscoso; y según el tipo de flujo, por gravedad, a la entrada de la bomba o a la salida de la bomba. Así, por ejemplo, el diámetro de una tubería de aspiración será superior al diámetro de la tubería de impulsión del mismo líquido, debido a que la velocidad impuesta en la primera de ellas es notablemente inferior a la de la segunda con el fin de reducir al máximo las pérdidas de carga en la conducción de aspiración y evitar de esta forma el fenómeno de la cavitación.

➤ Espesor.

El espesor de pared viene dado por el número de cédula o Schedule, el cual lleva asociado un valor determinado de espesor en función del diámetro nominal. Se utiliza un total de trece números, aunque, generalmente, para una tubería de un tamaño determinado únicamente están disponibles algunos de ellos (a excepción de las de mayor tamaño). Las tuberías de la planta presentan Schedule de 5S, 10S y 40ST, correspondientes a bajos espesores debido a que la presión interna en las conducciones no supera valores de 2 a 4.5 atm. Comentar que el espesor de una línea se calcula para el punto de la misma sometido a una mayor presión (en las tuberías de impulsión, dicho punto aparece en la salida de la bomba).

➤ Aislamiento.

Como ya ha sido comentado y argumentado, se empleará como material aislante fibra de vidrio, aunque al tratarse de aislamiento de tuberías, éstas se utilizan preformadas en lugar de en colcha; la fibra de vidrio disponible para tal aislamiento posee una densidad superior (80 kg/m^3) y una temperatura máxima admisible inferior ($454 \text{ }^\circ\text{C}$) a las correspondientes al aislamiento de equipos. Su espesor vendrá determinado por el diámetro nominal de la conducción y la temperatura de diseño de la misma. Como medida de seguridad, todas las conducciones estarán aisladas, no siendo necesario en las que comunican los intercambiadores de agua con los depósitos de almacenamiento, ya que el fluido circulante, en condiciones óptimas de funcionamiento, se encuentra a una temperatura igual o inferior a $60 \text{ }^\circ\text{C}$ y, por tanto, la temperatura en la superficie de las tuberías será inferior a tal valor.

Material aislante	Preformado de fibra de vidrio (80 kg/m^3)
--------------------------	--

➤ Elementos y accesorios.

Los sistemas de tuberías están constituidos no sólo por las propias tuberías rectas, sino por componentes y accesorios de vital importancia que permiten cambiar la dirección de las líneas, mantener un correcto y seguro funcionamiento de las mismas, medir variables de interés, etc. A continuación se citan todos estos elementos presentes en la planta proyectada:

- ✓ Codos de 90° : los cambios de dirección en una misma tubería se realizarán con codos de 90° . Al ser el flujo en las curvas y codos más turbulento que en las tuberías rectas, se produce en dichas zonas un aumento de la corrosión y erosión. Para contrarrestar tal efecto en la medida de lo posible, se emplearán codos de radio largo, codos con un radio de curvatura grande.
- ✓ Tes: permitirán conectar dos ramas de idéntico diámetro en una de diámetro superior (residuos de CD-2 y CD-3 en alimentación a CD-4)

o bifurcar una de tamaño superior en dos de tamaño igual e inferior (residuo de CD-1 en alimentación a CD-2 y CD-3, y líquido de cada acumulador en reflujo y destilado).

- ✓ Reducciones graduales: como su nombre indica, permiten la reducción progresiva del diámetro de la tubería. Estas reducciones aparecen en las tuberías de aspiración del destilado, tras las “tes” que bifurcan el líquido del botellón de reflujo. El hecho de que sean reducciones graduales en lugar de bruscas se debe a la menor pérdida de carga ocasionada por las primeras, factor importante ya que se trabaja con líquidos saturados que pueden ocasionar con facilidad la cavitación de las bombas.

- ✓ Válvulas de compuerta: se utilizan para detener el flujo de fluido (poco recomendables para una regulación cuidadosa del flujo), siendo su estado general de funcionamiento completamente abierto; para tal función, se colocan antes y después de cada bomba de impulsión.. El diámetro de la abertura a través de la cual pasa el fluido es prácticamente el mismo que el de la tubería, y no varía la dirección del flujo. Por consiguiente, una válvula de compuerta abierta introduce una pequeña caída de presión. El disco tiene forma de cuña y se adapta a un asiento que tiene la misma forma ; cuando se abre la válvula, el disco se eleva dentro del cabezal hasta que queda completamente fuera de la trayectoria del fluido. Concretamente, se utilizará el tipo de válvula de compuerta más común, la de husillo y puente con cuña sólida.

- ✓ Válvulas de retención: tienen como función permitir el flujo solamente en una dirección y se disponen en las tuberías de impulsión después de las bombas, antes de las válvulas de compuerta. Su funcionamiento es el siguiente: se abre debido a la presión del fluido que circula en una determinada dirección; cuando se detiene el flujo o tiende a invertirse, la válvula cierra automáticamente por gravedad o por medio de un resorte que hace presión sobre el disco. Se emplearán

válvulas de retención de bola, adecuadas para operar con fluidos viscosos, como es el caso que nos ocupa, aunque presentan el inconveniente de provocar una gran pérdida de carga.

- ✓ Válvulas de globo: estas válvulas, también llamadas de asiento, serán utilizadas para regular la velocidad de flujo tanto de parafinas como de corrientes auxiliares (agua de refrigeración y aceite térmico). Por tanto, estarán presentes en todos aquellos puntos de la planta que se haya creído conveniente para un correcto control del proceso (serán los elementos actuadores). A diferencia de las válvulas de compuerta, la caída de presión en las válvulas de globo es grande, ya que el fluido circula a través de una pequeña abertura y cambia varias veces de dirección.

- ✓ Placas de orificio: son los elementos encargados de medir el caudal volumétrico en la planta y consisten básicamente en una placa perforada instalada en el centro de la tubería que transporta el fluido. Esta reducción de la sección de paso del fluido origina una caída de presión que puede relacionarse con su velocidad y, posteriormente, con su caudal, es decir, son medidores indirectos. El único inconveniente importante que presentan es que deben respetarse unos tramos rectos de tubería aguas arriba, principalmente, y aguas abajo de los medidores con el fin de evitar que las perturbaciones en el flujo que ocasionan las válvulas, los codos y otros accesorios puedan afectar a la medida. Por ello, las placas de orificio, que siempre van asociadas a una válvula de control de globo, se colocan antes de dicha válvula y a la mayor distancia permisible de los elementos anteriores creadores de perturbación.

- ✓ Bridas: son dos discos iguales o anillos de metal unidos mediante tornillos que comprimen una junta que está situada entre sus caras, permitiendo la conexión entre tuberías o tubería y elemento (a continuación se detallará su uso).

➤ Disposición y uniones.

Partiendo de la idea de que el recorrido de las tuberías viene determinado por la distribución en planta, éstas han sido dispuestas, en la medida de lo posible, en haces paralelos, dejando entre ellas una distancia tal que anule la posible influencia mutua entre las mismas. Así mismo, el diseño del trazado se ha llevado a cabo intentado maximizar el número y tramos de tuberías sobre el terreno, que irán apoyadas en durmientes, minimizar, por tanto, las tuberías aéreas, que irán apoyadas en los casos necesarios sobre pilares de hormigón armado, y conseguir que los tramos de tubería recta sean de la mayor longitud posible. En relación con las uniones, las tuberías de diámetro mayor de 2 pulgadas estarán unidas entre sí mediante soldadura a tope; sin embargo, las conexiones entre válvula-tubería y equipo-tubería se realizarán a través de bridas de tipo SORF, ya que es conveniente que dichas uniones sean desmontables y no permanentes. Con respecto a las tuberías de diámetro inferior a 2 pulgadas, cuya presencia en la planta es mínima, éstas se unirán entre sí mediante soldadura a solape o de enchufe y soldadura; del mismo modo que ocurría con las tuberías grandes, las conexiones con válvulas y equipos se llevarán a cabo con uniones permanentes, concretamente, con manguitos de enchufe y soldadura.

8.5.1.3. Dimensionamiento mecánico e hidráulico de las conducciones

En este apartado se muestran las características principales mecánicas e hidráulicas de las tuberías, esto es, su diámetro y espesor, así como el espesor de la fibra aislante que las recubre. Si se considera una línea como el conjunto de tuberías que transportan el mismo fluido en cuanto a estado, caudal másico y composición se refiere, se tendrá que dividir en diferentes tramos a la hora de referenciarla ya que la velocidad y las propiedades físicas del fluido no permanecen constantes a lo largo de la citada línea (la velocidad varía del tramo de aspiración al tramo de impulsión, la temperatura y presión se modifican al pasar por un intercambiador de calor y, consecuentemente, lo hace la velocidad, etc.) y, por tanto, es posible que ocurra lo propio con el diámetro y espesor de las tuberías que la componen.

A continuación, se presenta una tabla que recopila todos los datos mencionados. Cada tramo lleva asociado un número y entre paréntesis se muestran los equipos y/o

elementos que une dicho tramo (en el Plano N° 5 se ilustra una representación isométrica del sistema de tuberías completo de la instalación proyectada):

Tramo de tubería	Diámetro nominal (in)	Número de cédula	Espesor de pared (in)	Espesor aislante (mm)
Línea 1 (UA/CD-1, estado líquido)				
1.1 (UA a BA)	12	5S	0.156	102
1.2 (BA a ICA/D-4)	6	10S	0.134	102
1.3 (ICA/D-4 a ICA/RD-4)	6	10S	0.134	102
1.4 (ICA/RD-4 a ICA/O)	6	10S	0.134	102
1.5 (ICA/O a CD-1)	8	10S	0.148	127
Línea 2 (CD-1/AE-1, estado vapor)				
2.1 (CD-1 a AE-1)	8	10S	0.148	127
Línea 3 (AE-1/TeRF-1, estado líquido)				
3.1 (AE-1 a ARF-1)	6	10S	0.134	127
3.2 (ARF-1 a TeARF-1)	6	10S	0.134	127
Línea 4 (TeRF-1/CD-1, estado líquido)				
4.1 (TeARF-1 a BRF-1)	6	10S	0.134	127
4.2 (BRF-1 a CD-1)	3	10S	0.12	102
Línea 5 (TeRF-1/DAD-1, estado líquido)				
5.1 (TeARF-1 a RedD-1)	6	10S	0.134	127
5.2 (RedD-1 a BD-1)	2	40ST	0.154	102
5.3 (BD-1 a ICW/D-1)	1	40ST	0.133	89
5.4 (ICW/D-1 a DAD-1)	1 ¼	40ST	0.140	38
Línea 6 (CD-1/C-1, estado líquido)				
6.1 (CD-1 a C-1)	16	5S	0.165	127
Línea 7 (C-1/CD-1, estado vapor)				
7.1 (C-1 a CD-1)	8	10S	0.148	127
Línea 8 (C-1/TeRD-1, estado líquido)				
8.1 (C-1 a TeRD-1)	14	5S	0.156	127
Línea 9 (TeRD-1/CD-2, estado líquido)				
9.1 (TeRD-1 a BRD-12)	10	5S	0.134	127
9.2 (BRD-12 a CD-2)	5	10S	0.134	127
Línea 10 (CD-2/AE-2, estado vapor)				
10.1 (CD-2 a AE-2)	14	5S	0.156	127

Tramo de tubería	Diámetro nominal (in)	Número de cédula	Espesor de pared (in)	Espesor aislante (mm)
Línea 11 (AE-2/TeRF-2, estado líquido)				
11.1 (AE-2 a ARF-2)	14	5S	0.156	127
11.2 (ARF-2 a TeARF-2)	14	5S	0.156	127
Línea 12 (TeRF-2/CD-2, estado líquido)				
12.1 (TeARF-2 a BRF-2)	12	5S	0.156	127
12.2 (BRF-2 a CD-2)	6	10S	0.134	127
Línea 13 (TeRF-2/UP, estado líquido)				
13.1 (TeRF-2 a RedD-2)	12	5S	0.156	127
13.2 (RedD-2 a BD-2)	8	10S	0.148	127
13.3 (BD-2 a UP)	5	10S	0.134	127
Línea 14 (CD-2/C-2, estado líquido)				
14.1 (CD-2 a C-2)	16	5S	0.165	152
Línea 15 (C-2/CD-2, estado vapor)				
15.1 (C-2 a CD-2)	16	5S	0.165	152
Línea 16 (C-2/TeRD-23, estado líquido)				
16.1 (C-2 a BRD-2)	4	40ST	0.237	127
16.2 (BRD-2 a TeRD-23)	2	40ST	0.154	114
Línea 17 (TeRD-1/CD-3, estado líquido)				
17.1 (TeRD-1 a BRD-13)	10	5S	0.134	127
17.2 (BRD-13 a CD-3)	5	10S	0.134	127
Línea 18 (CD-3/AE-3, estado vapor)				
18.1 (CD-3 a AE-3)	14	5S	0.156	127
Línea 19 (AE-3/TeRF-3, estado líquido)				
19.1 (AE-3 a ARF-3)	14	5S	0.156	127
19.2 (ARF-3 a TeARF-3)	14	5S	0.156	127
Línea 20 (TeRF-3/CD-3, estado líquido)				
20.1 (TeARF-3 a BRF-3)	12	5S	0.156	127
20.2 (BRF-3 a CD-3)	6	10S	0.134	127
Línea 21 (TeRF-3/UP, estado líquido)				
21.1 (TeARF-3 a RedD-3)	12	5S	0.156	127
21.2 (RedD-3 a BD-3)	8	10S	0.148	127
21.3 (BD-3 a UP)	5	10S	0.134	127

Tramo de tubería	Diámetro nominal (in)	Número de cédula	Espesor de pared (in)	Espesor aislante (mm)
Línea 22 (CD-3/C-3, estado líquido)				
22.1 (CD-3 a C-3)	16	5S	0.165	152
Línea 23 (C-3/CD-3, estado vapor)				
23.1 (C-3 a CD-3)	16	5S	0.165	152
Línea 24 (C-3/TeRD-23, estado líquido)				
24.1 (C-3 a BRD-3)	4	10S	0.120	127
24.2 (BRD-3 a TeRD-23)	2	40ST	0.154	114
Línea 25 (TeRD-23/CD-4, estado líquido)				
25.1 (TeRD-23 a CD-4)	3	40ST	0.216	114
Línea 26 (CD-4/AE-4, estado vapor)				
26.1 (CD-4 a AE-4)	10	5S	0.134	152
Línea 27 (AE-4/TeRF-4, estado líquido)				
27.1 (AE-4 a ARF-4)	12	5S	0.156	152
27.2 (ARF-4 a TeARF-4)	12	5S	0.156	152
Línea 28 (TeRF-4/CD-4, estado líquido)				
28.1 (TeARF-4 a BRF-4)	10	5S	0.134	152
28.2 (BRF-4 a CD-4)	5	10S	0.134	127
Línea 29 (TeRF-4/DAD-4, estado líquido)				
29.1 (TeARF-4 a RedD-4)	10	5S	0.134	152
29.2 (RedD-4 a BD-4)	5	10S	0.134	127
29.3 (BD-4 a ICA/D-4)	2 ½	10S	0.120	114
29.4 (ICA/D-4 a ICW/D-4)	2 ½	10S	0.120	89
29.5 (ICW/D-4 a DAD-4)	4	10S	0.120	38
Línea 30 (CD-4/C-4, estado líquido)				
30.1 (CD-4 a C-4)	12	5S	0.156	165
Línea 31 (C-4/CD-4, estado vapor)				
31.1 (C-4 a CD-4)	10	5S	0.134	165
Línea 32 (C-4/DARD-4, estado líquido)				
32.1 (C-4 a BRD-4)	2 ½	10S	0.120	114
32.2 (BRD-4 a ICA/RD-4)	1 ¼	40ST	0.140	102
32.3 (ICA/RD-4 a ICW/RD-4)	1 ¼	40ST	0.140	76
32.4 (ICW/RD-4 a DARD-4)	2 ½	10S	0.120	38

TABLA M.8.5.1: Características mecánicas e hidráulicas de las conducciones

8.5.2. Sistemas de bombeo

8.5.2.1. Introducción

Las bombas son los dispositivos físicos que se emplean en la unidad proyectada para transportar los fluidos desde una posición a otra, a través de las conducciones, los accesorios y los equipos, mediante la adición de energías cinética y potencial a éstos. Únicamente no se desplazan por la actuación de las bombas los líquidos saturados que circulan desde el fondo de las columnas a los calderines y desde los aerorrefrigerantes a los acumuladores de reflujo, ya que lo hacen gracias a la acción de la gravedad debido a la diferencia de altura entre estos equipos, y el vapor saturado que se traslada desde la parte superior de las columnas hasta los aerorrefrigerantes gracias a la relativa depresión o vacío que tiene lugar en estos últimos como resultado de la condensación.

Todas las bombas de impulsión dispuestas en la planta serán bombas centrífugas, que se corresponden con el tipo de dispositivo que más se utiliza en la industria química para transferir líquidos de todo tipo. Estas bombas se comercializan con una amplia variedad de tamaños, con capacidades comprendidas entre 0.5 y 20000 m³/h, y para alturas de descarga (presiones) comprendidas entre unos pocos metros y, aproximadamente, 500 atm, intervalos todos ellos que engloban los valores de estas variables empleados en la planta. Además de esta versatilidad, las ventajas primordiales que han hecho optar por su elección han sido su sencillez, el bajo coste inicial, el flujo uniforme (sin pulsos), el pequeño espacio necesario para su instalación, los bajos costos de mantenimiento y el funcionamiento silencioso.

Básicamente, el funcionamiento de las bombas centrífugas es el siguiente. El fluido que se desea transportar penetra en la bomba a través de una unión de succión, concéntrica con el eje de una pieza que gira a gran velocidad llamada impulsor o rodete. El rodete está provisto de álabes radiales solidarios con el mismo. El líquido circula hacia fuera, por el interior de los espacios que existen entre los álabes, y abandona el rodete con una velocidad mucho mayor que a la entrada de éste. El líquido que sale periféricamente del rodete se recoge en una carcasa en espiral, llamada voluta, y sale de la bomba a través de una conducción tangencial de descarga. En la voluta, la carga de velocidad del líquido procedente del rodete se convierte en carga de presión. El fluido

recibe energía del rodete, que a su vez es transmitida al mismo mediante el par de un eje giratorio, accionado mediante conexión directa a un motor de velocidad constante.

Desde el punto de vista de la seguridad, comentar que cada bomba dispondrá de una bomba de emergencia con igual especificación (conectada al sistema mediante un by-pass, aislado con las válvulas de corte cerradas), que se pondrá en funcionamiento en situaciones de fallo de la bomba principal o cuando ésta esté en proceso de mantenimiento o reparación.

Por último, en este apartado introductorio, cabe resaltar que el diseño de las bombas centrífugas instaladas en la planta estará regulado por la norma API 610: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. Concretamente, esta norma especifica el diseño, la construcción y ensayos de detalle para la selección de material de la bomba, inspección y control de calidad, planos y otros requisitos de manejo, zonas de seguridad, procedimiento de construcción y otros datos de interés.

8.5.2.2. Parámetros de selección de las bombas

En este apartado se muestran los datos, las aclaraciones y los valores de las variables que se le han de proporcionar al fabricante para que éste suministre la bomba que mejor se ajuste a todo ese conjunto de condiciones:

- Caudal requerido. Este caudal volumétrico ha de ser inferior a la capacidad de la bomba; aún así, no es conveniente que la diferencia entre la capacidad de la bomba y el caudal normal a impulsar sea grande. Las bombas de la planta tienen que impulsar caudales comprendidos en el intervalo de 2 a 80 m³/h.
- Carga (dinámica total) o altura útil. Se refiere a ésta como la diferencia entre la carga total o presión total de descarga y la carga total o presión total de succión, esto es, la carga o presión que debe aportar la bomba. Se proporcionará este valor sobredimensionado un 20 %, para cubrir posibles

pérdidas de carga u otros factores no considerados. La carga de las bombas instaladas varía desde 1 a 49.33 m.

- Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d). El NPSH_d es la energía que tiene el líquido en la toma de aspiración de la bomba por encima de la energía del mismo debido a su presión de vapor, es decir, se corresponde con el margen de presión del fluido para no sufrir la vaporización. Aunque es conveniente que su valor sea elevado, en la instalación proyectada este margen será muy pequeño ya que, a excepción de la bomba de alimentación, las bombas restantes aspiran líquidos saturados. Así, las bombas adquiridas se deben caracterizar por un margen, conocido como altura de aspiración neta positiva requerido (NPSH_r), inferior al anterior (NPSH_d). Como medida de seguridad, y para cubrir condiciones transitorias, se le exigirá al fabricante bombas con un NPSH_r inferior en 0.5 m al NPSH_d. Salvo el NPSH_d asociado a la bomba de alimentación, cuyo valor es de 12.12 m, los demás valores de este parámetro en la planta oscilan entre 1.38 y 4.46 m.
- Posición de la bomba. Es necesario conocer este detalle ya que afecta al cebado de la bomba. Ya que todos los depósitos de aspiración (columnas, acumuladores y calderines) y, por tanto, los niveles de líquido están por encima del plano de la bomba, el cebado estará asegurado por gravedad.
- Condiciones de operación. Se han de especificar las condiciones de presión (presión de succión) y temperatura a las que se verá sometida cada bomba; el conocimiento de estas variables, junto con la corrosividad de los fluidos circulantes, principalmente, determinarán los materiales de construcción de las bombas. A excepción de la bomba de alimentación, que trabajará a presión atmosférica, las restantes lo harán a una presión promedio de 2 atm. Con respecto a la temperatura, las bombas tendrán que transportar fluidos desde 175 a 308.5 °C.
- Propiedades físicas del fluido. Fundamentalmente, se deben indicar la densidad, que permitirá conocer el caudal másico de fluido, y la viscosidad,

ya que los líquidos viscosos tienden a precisar un aumento de la potencia de la bomba requerida para su impulsión y producen una reducción tanto de la eficacia de la bomba como de la carga y capacidad de la misma.

- Corrosividad y presencia de sólidos en suspensión. Es importante conocer si los líquidos son corrosivos y si transportan sólidos en suspensión, ya que, en caso positivo, es posible que se exijan materiales o recubrimientos específicos y rodetes especiales, respectivamente. Ninguno de estos factores son destacables en los líquidos del proceso.

Adicionalmente, se indicará que las bombas han de estar construidas según la norma API 610.

8.5.2.3. Problemas en el funcionamiento de las bombas y medidas adoptadas

La mayor parte de los problemas con las bombas centrífugas ocurren en el lado de la succión. Las bombas centrífugas requieren flujo de líquidos libre de vapores en el tubo de succión en la entrada a los álabes del impulsor para funcionar de modo satisfactorio. Tanto en el tubo de succión como en la bomba la presión mínima no debe caer a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Si esto ocurriese, se formarían burbujas justo antes del borde de entrada de los álabes del impulsor y, posteriormente, se aplastarían por el rápido aumento en la presión en el impulsor. Tal fenómeno se conoce con el nombre de cavitación y puede reducir la eficiencia de la bomba y ocasionar ruido, vibración y desgaste o roturas del impulsor.

Las bombas que transportan fluidos a una presión notablemente superior a la de vapor de los mismos no corren el riesgo de sufrir cavitación, salvo que éstas se encuentren en una posición muy elevada con respecto al depósito de succión y las pérdidas de carga en el tramo de aspiración sean significativas. Sin embargo, las bombas de la planta proyectada manejan líquidos saturados, por lo que la posibilidad de que ocurra en ellas la cavitación es muy alta. Ante esta situación, se han tomado determinadas medidas para reducir la probabilidad de que tenga lugar este riesgo:

- ✓ Elevar los acumuladores y los rehervidores. Es, sin duda, la opción más sencilla, efectiva y, también, costosa. Al elevar los equipos se ha conseguido, lógicamente, una elevación del nivel del líquido y, por tanto, una altura de succión positiva importante que permite un aumento progresivo en la presión del líquido a medida que éste desciende por la conducción de aspiración. Dichas alturas de elevación se expresan cuantitativamente en el apartado 8.6.
- ✓ Aumentar el diámetro de la tubería de aspiración. Como ya se comentó en el apartado anterior referente a sistemas de conducción, el diámetro de la tubería de aspiración es superior al de la tubería de impulsión de la misma línea; de esta forma, se reducen las pérdidas de carga.
- ✓ Proporcionar un diseño adecuado del recorrido de las conducciones. Teniendo en cuenta el estado de saturación de los líquidos transportados, parece lógico pensar que es indeseable una conducción horizontal inmediatamente después de la boquilla de extracción de los equipos, ya que puede ocurrir que la carga estática disponible, debida al nivel de líquido en tales equipos, no sea suficiente para compensar la pérdida de carga en la salida y en el tramo de tubo horizontal. Por ello, a la salida de los acumuladores y calderines (y, en general, de todos los equipos) se dispone un tramo considerable de tubería vertical, en el cual la energía potencial es mucho mayor que la energía consumida por fricción. Así, al final de dicho tramo existe carga estática disponible para el posterior recorrido en el tramo horizontal.

Con estas actuaciones se consigue un aumento importante de la NPSH disponible y, como consecuencia, no se requieren bombas con un NPSH tan bajo. Así, las bombas serán menos costosas y más eficientes (ahorro tanto en el coste inicial como en el consumo de energía y mantenimiento), resultados que compensan los costes adicionales de las medidas adoptadas.

8.5.2.4. Especificaciones de las bombas

En esta sección se exponen las especificaciones de cada una de las bombas que se le presentará al fabricante de las mismas. Adicionalmente, se adjunta el comentario del recorrido del fluido que permite cada equipo de impulsión:

	BA	BRF-1	BD-1
Caudal (m³/h)	80	20	2
Carga (m*)	49.33	24.21	1
NPSH_r (m*)	11.62	3.19	3.70
T^a (°C)	175.0	204.0	204.0
Presión de succión (atm -m*-)	1.10 (17.95)	2.20 (40.77)	2.20 (40.78)
Posición	Altura aspiración positiva (cebado por gravedad)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)
Densidad (Kg/m³)	630.3	557.1	557.1
Viscosidad (cP)	0.2727	0.1806	0.1806
Corrosividad	Baja	Baja	Baja
Sólidos en suspensión	No	No	No
Norma	API 610	API 610	API 610

TABLA M.8.5.2: Especificaciones de las bombas (I)

* metros de columna de líquido (parafinas)

	BRD-12	BRF-2	BD-2
Caudal (m³/h)	45	66	37
Carga (m*)	24.30	42.38	20.43
NPSH_r (m*)	0.88	3.86	3.84
T^a (°C)	243.2	237.6	237.6
Presión de succión (atm -m*-)	2.07 (38.88)	2.23 (41.86)	2.23 (41.84)
Posición	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)
Densidad (Kg/m³)	550.9	550.9	550.9
Viscosidad (cP)	0.1855	0.1836	0.1836
Corrosividad	Baja	Baja	Baja
Sólidos en suspensión	No	No	No
Norma	API 610	API 610	API 610

TABLA M.8.5.3: Especificaciones de las bombas (II)

* metros de columna de líquido (parafinas)

	BRD-2	BRD-13	BRF-3	BD-3
Caudal (m³/h)	9	45	66	37
Carga (m*)	26.31	24.41	42.38	20.35
NPSH_r (m*)	1.35	0.88	3.86	3.84
T^a (°C)	289.8	243.2	237.6	237.6
Presión de succión (atm -m*-)	2.01 (40.51)	2.07 (38.88)	2.23 (41.86)	2.23 (41.84)
Posición	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp.+ (c.p.g.)
Densidad (Kg/m³)	534.4	550.9	550.9	550.9
Viscosidad (cP)	0.1797	0.1855	0.1836	0.1836
Corrosividad	Baja	Baja	Baja	Baja
Sólidos en suspensión	No	No	No	No
Norma	API 610	API 610	API 610	API 610

TABLA M.8.5.4: Especificaciones de las bombas (III)

* metros de columna de líquido (parafinas)

	BRD-3	BRF-4	BD-4	BRD-4
Caudal (m³/h)	9	54	13	4
Carga (m*)	25.57	38.67	3.73	9.03
NPSH_r (m*)	1.35	3.60	3.61	1.40
T^a (°C)	289.8	286.3	286.3	305.8
Presión de succión (atm -m*-)	2.01 (40.51)	2.21 (42.65)	2.21 (42.66)	2.10 (41.13)
Posición	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp. + (c.p.g.)	Alt. Asp.+ (c.p.g.)
Densidad (Kg/m³)	534.4	535.8	535.8	526.5
Viscosidad (cP)	0.1797	0.1792	0.1792	0.1791
Corrosividad	Baja	Baja	Baja	Baja
Sólidos en suspensión	No	No	No	No
Norma	API 610	API 610	API 610	API 610

TABLA M.8.5.5: Especificaciones de las bombas (IV)

* metros de columna de líquido (parafinas)

BOMBA BA: transporta la alimentación de la planta desde la unidad anterior, Molex Adsorción, a la columna Decano.

BOMBA BRF-1: traslada el líquido de reflujo desde el acumulador ARF-1 a la columna Decano.

BOMBA BD-1: transporta el líquido de destilado desde el acumulador ARF-1 al depósito de almacenamiento DAD-1.

BOMBA BRD-12: conduce la mitad del caudal procedente del calderín C-1 hasta la primera de las columnas Tridecano.

BOMBA BRF-2: desplaza el líquido de reflujo desde el acumulador ARF-2 a la columna CD-2.

BOMBA BD-2: transporta el líquido de destilado desde el acumulador ARF-2 a la siguiente unidad, Pacol.

BOMBA BRD-2: conduce el fluido procedente del calderín C-2 a la columna Splitter.

BOMBA BRD-13: transporta la mitad del caudal del calderín C-1 hasta la segunda de las columnas Tridecano.

BOMBA BRF-3: desplaza el líquido de reflujo desde el acumulador ARF-3 a la columna CD-3.

BOMBA BD-3: transporta el líquido de destilado desde el acumulador ARF-3 a la siguiente unidad, Pacol.

BOMBA BRD-3: conduce el caudal procedente del calderín C-3 hasta la columna Splitter.

BOMBA BRF-4: traslada el líquido de reflujo desde el acumulador ARF-4 a la columna CD-4.

BOMBA BD-4: transporta el líquido de destilado desde el acumulador ARF-4 al tanque de almacenamiento DAD-4.

BOMBA BRD-4: conduce el residuo del calderín C-4 hasta el depósito de almacenamiento DARD-4.

8.6. Distribución en planta

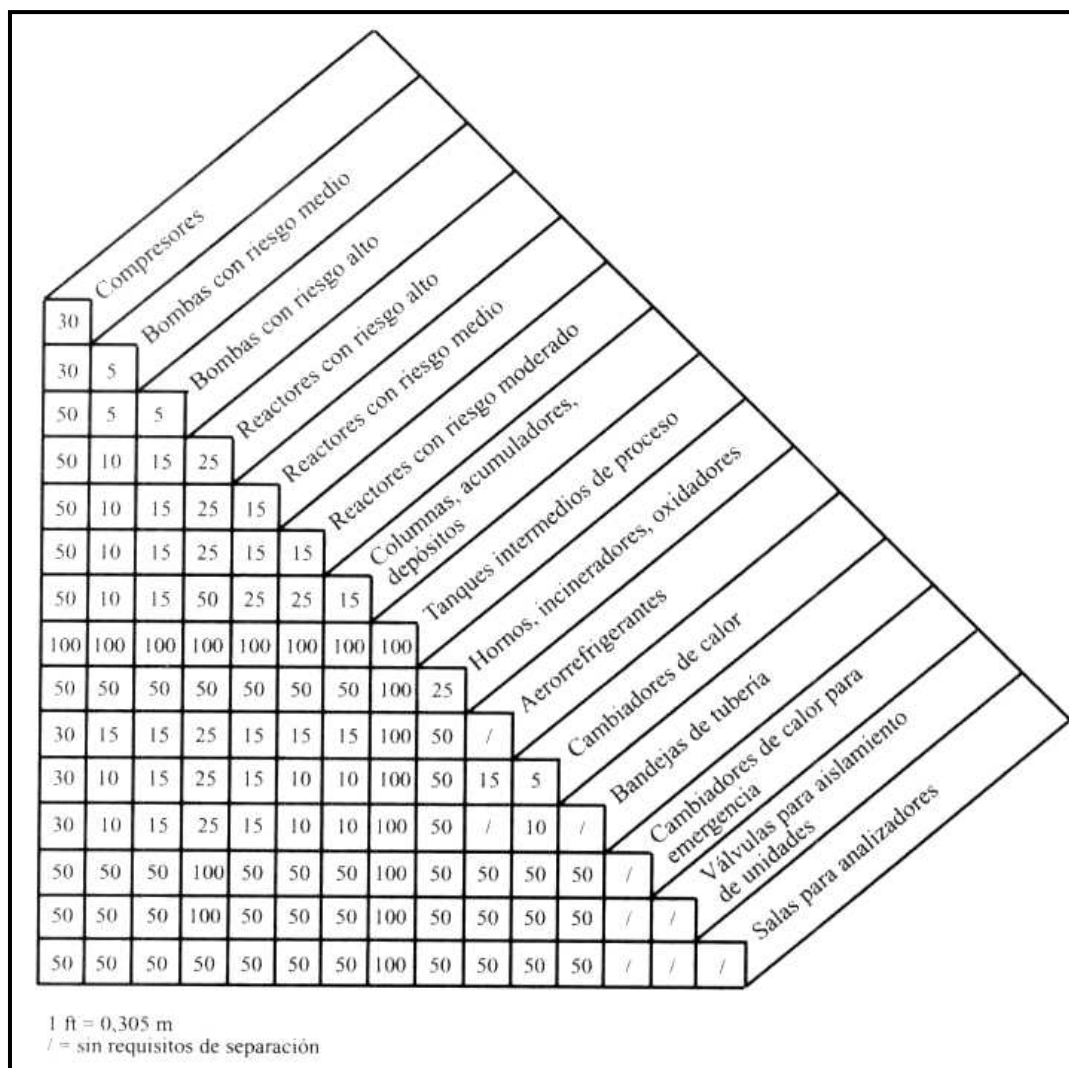
La distribución de los equipos y la maquinaria en el área de trabajo ha sido una tarea fundamental en el diseño de esta planta industrial. Con esta ordenación física de los elementos industriales, que incluye espacios mínimos entre equipos, maquinaria, almacenamiento y otras actividades o servicios, se ha intentado lograr una serie de beneficios, tales como aumentar la eficiencia de la planta química, reducir el riesgo para la salud y aumentar la seguridad de los operarios, incrementar la capacidad útil del terreno, facilitar el mantenimiento de los equipos, etc.

El primer factor a tener en cuenta en la implantación de los equipos ha sido las distancias obligatorias y recomendables entre los mismos. La ITC MIE-IP01 “Refinerías” establece unas distancias mínimas entre límites de instalaciones en refinerías y en plantas petroquímicas; entre todas las expuestas, afectan a la unidad las referentes a distancias entre unidad de proceso y unidad de proceso, estación de bombeo y unidad de proceso, tanques de almacenamiento y unidad de proceso, y tanques de almacenamiento y estación de bombeo. A su vez, la ITC MIE-IP02 regula las distancias entre los depósitos pertenecientes a la unidad de almacenamiento, las cuales fueron expuestas en el apartado 8.4.5.1. Sin embargo, no existen unas distancias de carácter reglamentario entre los equipos de una misma unidad de proceso y entre las bombas de una misma estación de bombeo. Por ello, se tomarán como referencia las distancias de seguridad (horizontales entre los bordes de contorno de los aparatos), de gran aceptación, recomendadas por el Manual de Seguridad Industrial en Plantas Químicas y Petroleras (Storch de Gracia, 1998); de interés para la unidad proyectada, se incluyen las columnas (de destilación), los acumuladores, los aerorrefrigerantes, los intercambiadores de calor y las bombas, siendo, estas últimas, bombas de alto riesgo, denominación que reciben aquéllas que impulsan líquidos inflamables y combustibles a temperaturas superiores a 260 °C o por encima de su punto de inflamación (en la planta tiene lugar, en todos los casos, la segunda condición).

Dicho todo esto, a continuación se presentan las tablas que muestran las distancias citadas en el párrafo previo:

1. Unidades (de proceso(s))	10														
	(11)														
2. Estaciones de bombeo de hidrocarburos	20														
	(1)														
3. Almacenamiento (paredes de tanques)															
3.1 Clase A.	60		30	(3)											
			(2)												
3.2 Clase B.															
3.2.1 Subclase B.1.	30	20	40	(3)											
		(2)													
3.2.2 Subclase B.2.	30	20	40	(3)	(3)										
		(2)													
3.3 Clase C.	30	20	40	20	20	(3)									
		(2)													
3.4 Clase D.	10	20	20	20	20	(3)	(3)								
		(2)													
4 Antorcha.	60	60	60	60	60	60	60	(4)							
5 Cargaderos.															
5.1 Clase A	60	30	30	30	30	30	30	60							
			(5)												
5.2 Clase B.	30	20	30	20	20	15	20	60	30						
			(5)	(5)											
5.3 Clases C y D.	30	15	30	20	20	15	15	60	30						
6 Equipos depuradores con venteo libre de hidrocarburos a la atmósfera.	30	20	30	20	20	15	10	60	30	20	15				
	(6)														
7 Centrales de vapor.	10	20	60	30	30	30	15	60	60	20	20	30			
						(7)									
8 Instalaciones de mezcla de alquiles de plomo.	60	20	60	30	30	25	10	60	30	30	30	20	30		
9 Edificios administrativos y sociales, laboratorios generales y talleres no integrados en unidades.	40	30	60	30	30	25	20	60	40	20	15	20	(8)	60	
10 Estaciones de bombeo contra incendios.	30	20	60	30	30	35	10	60	30	30	25	30	20	30	
						(10)									
11 Vallado de la refinería (12).	30	20	30	20	20	15	10	60	30	20	20	20	(8)	30	
12 Terrenos en los que pueden edificarse inmuebles habitados. Vías exteriores (9).	60	20	60	30	30	30	20	60	60	40	30	30	(8)	60	
13 Locales de pública concurrencia.	100	30	100	60	60	40	20	100	100	60	60	60	(8)	100	
	1	2	3.1	3.2.1	3.2.2	3.3	3.4	4	5.1	5.2	5.3	6	7	8	

(1) Salvo el equipo de transferencia integrado en la unidad.
 (2) Salvo para bombas de transferencia del mismo hidrocarburo contenido en el tanque, que pueden estar situadas en el borde exterior del cubeto con las siguientes distancias mínimas: clase A, 20 m; clase B, 15 m, y clases C y D, 10 m.
 (3) Según se especifica en artículo 17.
 (4) Ver puntos 2 y 4 del artículo 12.
 (5) Salvo los tanques de alimentación directa a los cargaderos, pudiendo éstos excepcionalmente situarse fuera del cubeto y guardando las distancias mínimas dadas en la nota 2.
 (6) Salvo las bombas integradas en la balsa desaceitadora
 (7) Salvo los tanques de alimentación de las centrales de producción de vapor.
 (8) Se tendrá en cuenta el Reglamento de Recipientes a Presión.
 (9) El borde de la caizada o el carril de FC más próximo.
 (10) Si de las dos estaciones de bombeo exigidas por el artículo 27 una de ellas está accionada por vapor, la turbina correspondiente podrá estar a menor distancia.
 (11) Salvo que se trate de unidades integradas.
 (12) Si existe un muro según el artículo 8, se reducirán las distancias un 20 por 100.



A partir de estas tablas, se han creado otras que recopilan los datos de interés, aplicando a los mismos un cierto carácter conservador. Las distancias que se ilustran corresponden a las mínimas permisibles consideradas; no obstante, en muchos de los casos, las longitudes de separación entre los equipos de la planta son superiores a tales valores, debido, fundamentalmente, a que predominan otras distancias del entorno o a que las disposiciones resultantes facilitan el recorrido del fluido.

Distancias mínimas (m) entre áreas					
	Unidad proyectada	Unidad ant./post.	Estación de bombeo	DAD-1	DAD-4 y DARD-4
Unidad proyectada		12/12	22*	32	12
Unidad ant./post.	12/12		22*/22	32	12

Estación de bombeo	22*	22*/22	---	22	22
DAD-1	32	32	22		**
DAD-4 y DARD-4	12	12	22	**	

TABLA M.8.6.1: Distancias mínimas establecidas entre las áreas principales de la planta

* Distancia aplicable cuando la unidad y la estación de bombeo no pertenecen al mismo proceso.

** Ver tabla M.8.4.4.

--- No hay requerimiento especial de distancia.

Distancias mínimas (m) entre elementos de un mismo proceso					
	Bomba de impulsión	Columna destilación	Acumulador de reflujo	Aerorrefrigerante	Inter. de calor
Bomba de impulsión	1.6	4.8	4.8	4.8	4.8
Columna destilación	4.8	5.0	5.0	4.8	3.5
Acumulador de reflujo	4.8	5.0	5.0	4.8	3.5
Aerorrefrigerante	4.8	4.8	4.8	---	4.8
Inter. de calor	4.8	3.5	3.5	4.8	1.8

TABLA M.8.6.2: Distancias mínimas establecidas entre los equipos de una misma unidad

--- No hay requerimiento especial de distancia.

Cabe resaltar que una de las conclusiones más clarificadoras que proporcionan estos datos es la división en dos zonas relativamente independientes. Por un lado, el área de procesos, que engloba todos los equipos que permiten el correcto funcionamiento de las columnas de destilación, incluidas, como es lógico, las bombas de transferencia; y por otro, el área de almacenamiento, que abarca los depósitos destinados a tal fin y está alejada del área de procesos.

Una vez conocidas las distancias horizontales entre los equipos, hay que determinar la localización exacta de éstos. Tal decisión ha sido ejecutada basándose en la disposición actual de las industrias petroquímicas, en el artículo “Implantación de equipos en plantas petroquímicas” (Anaya Durand, 1998) y, principalmente, en el sentido común. En relación con la elevación de los equipos, sería adecuado que se situasen a nivel de terreno. Esto es posible y ocurre con las bombas de transporte y los

depósitos de almacenamiento, sin embargo, hay determinados factores especiales de proceso, ya comentados (cavitación de las bombas, flujo por gravedad, etc.), que requieren la elevación de la gran mayoría de los equipos restantes. El artículo citado con anterioridad establece unas elevaciones mínimas, tales como de 0.9 a 1.5 m desde el fondo al suelo para los acumuladores de reflujo, de 0.9 a 1.5 m de faldón para las torres de fraccionamiento y de 0.7 a 1.3 m desde el fondo al suelo para los intercambiadores de calor. Con respecto al aerorrefrigerante no se propone una medida cuantitativa, aunque es conveniente que se encuentre a una altura importante con el fin de minimizar la tubería del vapor y proveer por gravedad al botellón de reflujo. Así, se ha decidido adoptar las siguientes elevaciones:

Elevación (m) desde el suelo al fondo o parte inferior	
Aerorrefrigerante	7.00*
Acumulador de reflujo	3.00
Columna destilación	2.50**
Rehervidores	1.50
Cambiadores y calentadores	1.25
Enfriadores	0.75

TABLA M.8.6.3: Elevación de los equipos

* Desde el terreno al suelo de la estructura que mantiene el conjunto del aerorrefrigerante (aunque depende del aerorrefrigerante, la distancia entre terreno y tubos de condensación está comprendida entre 9.50 y 10.00 m, aproximadamente).

** Para la columna Decano este valor es de 2.00 m.

Como se puede prever, debido a sus grandes elevaciones, este arreglo requerirá una estructura de soporte adecuada para los acumuladores de reflujo y los aerorrefrigerantes.

Adicionalmente, para definir la colocación de los equipos de manera precisa, se han puesto en práctica una serie de consideraciones:

- Los rehervidores y los acumuladores estarán cerca de sus respectivas torres, así como los aerorrefrigerantes, que también se colocarán próximos a sus tanques de reflujo.

- Los enfriadores de los productos de almacenamiento se situarán de manera que su actuación se produzca lo antes posible y se minimice de esta forma el recorrido de tuberías a altas temperaturas. Con el mismo fin, los calentadores de la alimentación a la unidad proyectada se encontrarán lo más alejados posible de la unidad anterior de la que proviene dicha carga.
- Los intercambiadores agrupados e interconectados (los calentadores de la alimentación y enfriadores de las corrientes de la columna Splitter) estarán en fila con los ejes de las boquillas de los canales, en un plano vertical común, para presentar una apariencia estética y para facilitar los detalles de tubería.
- Las bombas asociadas al proceso de Molex Fraccionamiento se encontrarán dispuestas alineadamente y estéticamente bien distribuidas. Se localizarán tan cerca como sea posible de los equipos de los que succionan, esto es, acumuladores de reflujo y calderines.

En el Plano N° 4 se muestra una vista en planta de la instalación proyectada, así como las distancias horizontales entre los equipos que la constituyen.

8.7. Control del proceso

En este apartado se expondrán los distintos lazos que constituyen el sistema de control de la planta, los objetivos planteados con el mismo, las variables que intervienen en dicho control y los elementos principales que hacen posible llevarlo a cabo. No obstante, para su mejor comprensión, el sistema de control del proceso se encuentra representado en el diagrama de tuberías e instrumentos (diagrama P&I) ilustrado en los Planos N° 1, 2 y 3. En este diagrama, además de la instrumentación de control, se incluye una representación de los equipos, de las tuberías, de las bombas y de otros elementos auxiliares; aunque el grado de detalle del diagrama no sea excesivo, éste permite entender el funcionamiento integrado del proceso y del sistema de control. Comentar que la simbología para el trazado de este diagrama P&I ha seguido las normas desarrolladas por la Sociedad Internacional para la Medición y el Control (normas ISA), que son las de principal uso en las industrias químicas y de refino.

En primer lugar, se describen los elementos básicos del sistema de control:

Sensores y transmisores

Se tratarán conjuntamente ya que suelen estar físicamente unidos formando un único aparato o instrumento.

- Termopares: son los sensores de temperatura utilizados en el proceso. Aunque, de manera general, son menos precisos que las termorresistencias, tienen una velocidad de respuesta y un rango de temperaturas mayores y un coste inferior; no obstante, los termopares seleccionados (tipo T: Cobre/Constantan) presentan un rango de temperaturas no tan amplio (-270 a 400 °C), pero suficiente, y una precisión aceptable de ± 0.75 %.
- Medidores de nivel: en la planta se dispondrá de medidores de lecturas proporcionales, que permiten conocer la altura del producto en el equipo a través de medidas de la presión. Al tratarse de equipos cerrados, hay que colocar dos tomas de presión, una en el punto de medida y otra por encima del nivel del líquido. Estas dos tomas se conectan a las dos cámaras del sensor diferencial, cuya señal de salida será una medida del nivel de líquido sobre la toma inferior.

- Fuelles-galgas extensiométricos: son los dispositivos que permiten obtener una medida de la presión. Las galgas extensiométricas, elementos resistivos cuya resistencia varía cuando son sometidos a deformación, se pegan a un fuelle, cuya deformación depende de la presión a la que está sometido. Al deformarse el fuelle, se deforma también la galga y cambia la resistencia de la misma, por lo que midiendo ésta se puede medir indirectamente la presión a la que está sujeto el fuelle.
- Placas de orificio: son los elementos encargados de medir el caudal volumétrico en la planta (fueron explicados en el apartado anterior).
- Cromatógrafos: permiten la determinación de la composición de las corrientes de interés. Aunque son instrumentos con un tiempo de respuesta elevado (algunos minutos) y comparativamente caros, son los analizadores en línea adecuados para las mezclas de hidrocarburos.

Controladores e instrumentos complementarios

- Controladores digitales PID: son los elementos encargados de recibir una señal correspondiente a la variable medida y otra al punto de consigna y calcular la acción de control a partir de una regla o conjunto de reglas que son parte de su configuración interna.
- Divisor, multiplicador y sumador: son los instrumentos que permiten dividir, multiplicar y sumar dos señales, respectivamente.
- Convertidores intensidad-presión: como su nombre indica, su función es transformar una señal eléctrica en una señal neumática.

Medios de transmisión

- Tuberías: serán líneas de transmisión neumática, ya que a su través se transmite la presión del aire. El rango de transmisión por presión utilizado es el de 3 a 15 psig.
- Cables eléctricos: serán líneas de transmisión eléctrica a través de las cuales se transmite la intensidad. Sería posible utilizar como propiedad eléctrica la

tensión en lugar de la intensidad; sin embargo, esta primera incluye una serie de problemas tales como la caída de tensión a lo largo del cable, los altos costos de apantallamiento necesarios si se hace circular una baja intensidad para solucionar el problema anterior, etc. El rango de transmisión por intensidad utilizado es el de 4 a 20 mA.

Actuadores o elementos finales de control

- Válvulas de regulación automática de globo: sin duda alguna, éstas son los elementos finales de control más utilizados en la planta ya que las variables que se manipulan en los lazos de control propuestos son, en la práctica totalidad de los casos, caudales de corrientes de proceso (las válvulas de globo fueron explicadas en el apartado anterior).
- Impulsores de turbina de vapor: son los actuadores en los lazos de control asociados a los aerorrefrigerantes. Estos impulsores, de velocidad variable, permiten ajustar la velocidad de rotación de los ventiladores y, por tanto, la cantidad de flujo de aire impulsada. Adicionalmente a éste, se dispone del método de control de inclinación controlable de las aspas del ventilador, cuyo ángulo repercute también en el caudal de aire.

La planta proyectada plantea un problema de control de gran complejidad debido a que el número de variables de entrada y de salida es muy elevado, a que la relación entre las variables controladas y manipuladas es enormemente complicada y a que el número o el grado de complejidad de los objetivos que debe satisfacer el sistema de control es considerable. Por ejemplo, cualquiera de las variables de entrada – perturbaciones o manipuladas- afecta a varias variables a controlar, lo cual lleva al problema de emparejamiento entre variables controladas y manipuladas para formar los lazos de control y a la existencia de interacciones entre lazos que suelen complicar gravemente el control de la planta (Ollero de Castro, 1997).

En relación con los objetivos propuestos que debe satisfacer el sistema de control, éstos consisten no sólo en conseguir una operación estable y segura de la planta

en conjunto, sino en lograr una operación óptima que minimice el consumo energético. Lógicamente, la consecución de estos objetivos pasa por impedir que se violen restricciones de operación, tales como que el caudal de vapor que asciende a través de los platos de las columnas sea tan elevado que produzca la inundación de las mismas o que el nivel del líquido en los acumuladores o depósitos de almacenamiento supere determinados límites. Para tales fines, se implementará un control regulatorio avanzado, cuyas técnicas permitirán una mejor calidad de control ante las perturbaciones que afectan al proceso. En las columnas de destilación esto se traduce en que la composición de los productos se mantendrá más ajustada a los valores deseados, lo cual hará posible especificar unos puntos de consigna de calidad más próximos a los realmente requeridos, sin el temor de que se obtengan productos fuera de especificaciones. Naturalmente, esto conlleva un menor consumo de energía (menor relación de reflujo) y una operación económicamente más favorable. Aún así, a pesar del alto grado de automatización alcanzado, es importante resaltar que éste se ha diseñado, en todo momento, en consonancia con los requerimientos técnicos y teniendo en cuenta que una complicación innecesaria lleva a un peor entendimiento por parte del operador y, adicionalmente, que, a medida que el nivel de automatización sube un peldaño, más costoso es el sistema de control.

A continuación, se nombran y describen los diferentes sistemas de control que componen el sistema global de control regulatorio avanzado propuesto:

1. Sistema de control del caudal de alimentación a la planta

Tipo de control: por realimentación (lazo 1)

Variable controlada: caudal de alimentación de salida de la bomba BA (tubería 1.2)

Variable medida: caudal de alimentación de salida de la bomba BA (tubería 1.2)

Variable manipulada: caudal de alimentación de salida de la bomba BA (tubería 1.2)

Es un lazo cerrado en el que el controlador compara el flujo parafínico de alimentación a la planta, medido por la placa de orificio, con su punto de consigna, actuando en consonancia sobre la válvula, que regulará el caudal de dicha carga (variable medida, controlada y manipulada).

II. Sistema de control de la temperatura de entrada de la alimentación a la columna

Decano

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazo 2- y anticipativo -lazo 3-)

Variable controlada: temperatura de salida de la alimentación del intercambiador OCA/O (tubería 1.5)

Variable medida por realimentación: temperatura de salida de la alimentación del intercambiador OCA/O (tubería 1.5)

Variable medida en adelanto: caudal de alimentación de salida de la bomba BA (señal procedente del lazo 1)

Variable manipulada: caudal de aceite térmico de ICA/O

Es un control en cascada que, como tal, consta de dos bucles: uno externo o bucle primario y otro interno o bucle secundario. Así, en el primero de ellos, la señal correspondiente a la temperatura medida por el termopar llega al controlador, cuya salida supone el punto de consigna del segundo controlador. Éste sí, a partir de dicha señal y la procedente del lazo 1 perteneciente al flujo de parafinas en la alimentación, manipula la válvula que regulará el caudal de aceite térmico suministrado al intercambiador ICA/O.

III. Sistema de control de la presión en las columnas de destilación

Tipo de control: por realimentación (lazos 4, 20, 33 y 48)

Variable controlada: presión en las columnas de destilación CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4

Variable medida: presión en las columnas de destilación CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4

Variable manipulada: caudal de vapor de cabeza (tuberías 2.1, 10.1, 18.1 y 26.1)

Todos ellos son lazos cerrados e idénticos en los que una galga extensiométrica, colocada en la parte superior de la torre, mide la presión existente en dicha zona; la señal transducida se envía hacia el controlador, el cual actúa sobre la válvula, situada en la conducción del vapor de cabeza, que ajustará el caudal del mismo, en caso de que sea necesario.

IV. Sistema de control de la temperatura de salida del producto de cabeza de los aerorrefrigerantes

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazos 5, 21, 34 y 47- y anticipativo -lazos 6, 22, 35 y 48-)

Variable controlada: temperatura de salida del producto de cabeza de los aerorrefrigerantes (tuberías 3.1, 11.1, 19.1 y 27.1)

Variable medida por realimentación: temperatura de salida del producto de cabeza de los aerorrefrigerantes (tuberías 3.1, 11.1, 19.1 y 27.1)

Variable medida en adelanto: caudal de vapor de cabeza (tuberías 2.1, 10.1, 18.1 y 26.1)

Variable manipulada: caudal de aire de los aerorrefrigerantes AE-1, AE-2, AE-3 y AE-4.

Set point del lazo primario: procede de la señal de medida de la temperatura de entrada del vapor en los aerorrefrigerantes (tuberías 2.1, 10.1, 18.1 y 26.1)

Todos estos lazos se caracterizan por un control en cascada, cuyo funcionamiento es el que sigue: los termopares miden la temperatura del vapor de cabeza y del líquido condensado inmediatamente antes y después del aerorrefrigerante, respectivamente. La primera de las señales constituye, tras verse afectada por la acción de un sumatorio (se adiciona una señal equivalente a un número de grados que depende de la composición del vapor y, por tanto, difiere de una columna a otra), el punto de consigna del controlador del bucle primario, mientras que la segunda de ellas supone la señal de medida de dicho bucle. La señal de salida de este primer controlador pasa a ser la entrada para el siguiente, el cual, a partir de ésta y de la medida del caudal de vapor de cabeza realizado por una placa de orificio, manipula el impulsor de turbina de vapor y, por tanto, el caudal aportado de aire.

V. Sistema de control de la composición del destilado de las columnas de destilación

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazos 7, 23, 36 y 49- y anticipativo en proporción -lazos 8, 24, 37 y 50-)

Variable controlada: composición del destilado (tuberías 5.4, 13.3, 21.3 y 29.5)

Variable medida por realimentación: composición del destilado (tuberías 5.4, 13.3, 21.3 y 29.5)

Variable medida para set point en adelante: caudal de alimentación a las columnas CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4 (señal procedente de los lazos 1, 19, 17 y 32 y 45)

Variable medida en adelante: caudal de reflujo (tuberías 4.2, 12.2, 20.2 y 28.2)

Variable manipulada: caudal de reflujo (tuberías 4.2, 12.2, 20.2 y 28.2)

En todas las torres proyectadas, la composición del destilado se controla con un sistema en cascada de cierta complejidad, cuyo objetivo, además de ajustar a un valor determinado dicha composición, es mantener constante la relación del caudal de reflujo con el de alimentación. Por un lado, para compensar los cambios en el caudal de alimentación de la columna, que es la variable de perturbación más significativa con respecto al caudal de reflujo, llega al sistema de control la señal de medida de la citada variable, cuya magnitud se verá afectada por la acción del multiplicador reflujo/alimentación. Por otro lado, aunque la composición de la alimentación no experimenta cambios de importancia, se realiza una toma de muestra del destilado, que, tras ser refrigerada, se analiza mediante un cromatógrafo. La medida realizada por dicho analizador de composición es transducida y enviada al controlador de composición, el cual emitirá una señal que ajustará, mediante un sumatorio de señales, la de salida del multiplicador. La señal resultante supondrá el set point del controlador de flujo, el cual lo comparará con la medida del caudal de destilado realizado por la placa de orificio, actuando en consonancia sobre la válvula de control de este caudal. Adicionalmente a lo expuesto, comentar que ha sido necesario aplicar una compensación dinámica mediante una red adelanto-retardo con tiempo muerto, debido a que la dinámica de la composición respecto de la alimentación no tiene por qué coincidir con la dinámica respecto del reflujo, siendo lo lógico pensar que la composición responda más rápidamente al reflujo que a la alimentación. Para concluir, indicar que el único inconveniente que presenta la estrategia propuesta es que no responde instantáneamente a cambios en la composición de la alimentación a la columna.

VI. Sistema de control del nivel de líquido en los acumuladores de reflujo

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazos 9, 25, 38 y 51- y anticipativo -lazos 10, 26, 39 y 52 -)

Variable controlada: nivel de líquido en los acumuladores ARF-1, ARF-2, ARF-3 y ARF-4

Variable medida por realimentación: nivel de líquido en los acumuladores ARF-1, ARF-2, ARF-3 y ARF-4

Variable medida en adelanto: caudal de destilado (tuberías 5.3, 13.3, 21.3 y 29.3)

Variable manipulada: caudal de destilado (tuberías 5.3, 13.3, 21.3 y 29.3)

El control llevado a cabo es en cascada, siendo su objetivo mantener en un punto determinado el nivel de líquido en los botellones de reflujo asociados a las columnas de destilación. Para ello, se dispone de un sublazo primario, cuyo controlador, a partir del set point establecido y de la señal enviada por un medidor de nivel de lectura proporcional, basado en la medida de presiones, manipula el punto de consigna del controlador del lazo secundario; éste, mediante la comparación entre esa señal y la correspondiente al caudal de destilado, cuya medida es realizada por una placa de orificio, actúa sobre la válvula.

VII. Sistema de control de la temperatura de almacenamiento del destilado de la columna Decano y del destilado y residuo de la columna Splitter

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazos 11, 53 y 61- y anticipativo -lazos 12, 54 y 62-)

Variable controlada: temperatura de salida del intercambiador ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4 (tuberías 5.4, 29.5 y 32.4)

Variable medida por realimentación: temperatura de salida del intercambiador ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4 (tuberías 5.4, 29.5 y 32.4)

Variable medida en adelanto: caudal de destilado de CD-1 y de destilado y residuo de CD-4 (señal procedente de los lazos 10, 52 y 60)

Variable manipulada: caudal de agua de refrigeración de ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4.

El sistema de control es similar en los tres casos y, a su vez, similar al planteado para regular la temperatura de entrada de la alimentación a la torre Decano; esto es, se trata de un control en cascada. Los termopares proporcionan la medida de la temperatura a la salida de los intercambiadores de agua, la cual, una vez transducida, es utilizada por el controlador primario para compararla con el punto de consigna y, así, generar una señal de salida hacia el controlador secundario de flujo; éste, considerando dicha señal como su set point y la señal del caudal de destilado de la columna CD-1, de destilado de la columna CD-4 o de residuo de la columna CD-4, según el caso, actuará sobre la válvula, la cual regulará el caudal de agua de refrigeración suministrado al intercambiador ICW/D-1, ICA/D-4 o ICA/RD-4, respectivamente.

VIII. Sistema de control del nivel de líquido en el fondo de las columnas de destilación

Tipo de control: control en cascada (por realimentación -lazos 13, 27, 40 y 55- y anticipativo -lazos 14, 28, 41 y 56 -)

Variable controlada: nivel de líquido en el fondo de las torres CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4

Variable medida por realimentación: nivel de líquido en el fondo de las torres CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4

Variable medida en adelanto: caudal de líquido del fondo de las torres CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4 (tuberías 6.1, 14.1, 22.1 y 30.1)

Variable manipulada: caudal de líquido del fondo de las torres CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4 (tuberías 6.1, 14.1, 22.1 y 30.1)

El control implementado es exactamente igual al correspondiente al sistema de control VI, con la única diferencia obvia de la localización de los instrumentos; así, el medidor de nivel se encuentra situado en el fondo de la columna de destilación, mientras que el medidor de caudal y la válvula de control se hallan en la conducción que comunica el fondo de la torre con el calderín.

IX. Sistema de control de la composición del residuo de las columnas de destilación

Tipo de control: control en cascada (por realimentación -lazos 15, 29, 42 y 57- y anticipativo en proporción -lazos 16, 30, 43 y 58-)

Variable controlada: composición del residuo (tuberías 8.1, 16.1, 24.1 y 32.1)

Variable medida por realimentación: composición del residuo (tuberías 8.1, 16.1, 24.1 y 32.1)

Variable medida para set point en adelanto: caudal de alimentación a las columnas CD-1, CD-2, CD-3 y CD-4 (señal procedente del lazo 1, 19, 17 y 32 y 45)

Variable medida en adelanto: caudal de aceite térmico de los calderines C-1, C-2, C-3 y C-4

Variable manipulada: caudal de aceite térmico de los calderines C-1, C-2, C-3 y C-4

El sistema de regulación implementado se basa en un control en cascada idéntico, en funcionamiento, al propuesto para el control de la composición de destilado, siendo el objetivo, en el caso que nos concierne, ajustar a un valor determinado la composición del residuo a través de la constancia en la relación del caudal de fluido calefactor con el de alimentación (e, indirectamente, se consigue también mantener aproximadamente invariable la relación vapor/líquido en el calderín). Como diferencias destacables, comentar que la medida de la composición se realiza, como es lógico, en la corriente de residuo y que la placa de orificio y la válvula de control del lazo secundario se sitúan en la conducción del aceite térmico.

X. Sistema de control de la relación entre los caudales de alimentación a las columnas Tridecano

Tipo de control: por realimentación* (lazo 17)

Variable controlada: caudal de alimentación a la columna CD-3 (tubería 17.2)

Variable medida: caudal de alimentación a la columna CD-3 (tubería 17.2)

Variable medida para set point: caudal de residuo de la columna CD-1 (tubería 8.1)

Variable manipulada: caudal de alimentación a la columna CD-3 (tubería 17.2)

* Se podría considerar, alternativamente, como un control en proporción.

El lazo de control que regula el flujo que alimenta a la columna CD-3 (y, consecuentemente, el flujo a la columna CD-2) es cerrado. Una placa de orificio, situada a la salida del calderín C-1, mide el caudal del residuo de la columna CD-1, cuya señal, tras verse alterada en magnitud por la acción del multiplicador (el factor de multiplicación es 1/2 ya que se desea bifurcar el residuo en dos corrientes de idénticos caudales), supone el punto de referencia del controlador, mientras que la señal de medida a este controlador procede de la medición realizada por una placa de orificio colocada, tras la bifurcación, en la conducción de alimentación a la columna CD-3. La comparación entre ambas señales permite al controlador establecer una señal de salida hacia la válvula de control, según la cual, ésta actuará sobre el caudal circulante.

XI. Sistema de control del nivel de líquido en los calderines

Tipo de control: control en cascada (por realimentación –lazos 18, 31, 44 y 59- y anticipativo en proporción -lazos 19, 32, 45 y 60-)

Variable controlada: nivel de líquido en los calderines C-1, C-2, C-3 y C-4

Variable medida por realimentación: nivel de líquido en los calderines C-1, C-2, C-3 y C-4

Variable medida en adelanto: caudal de alimentación a la columna CD-2 -control del calderín C-1- (tubería 9.2) y caudal de residuo del calderín C-2, C-3 y C-4 (tuberías 16.2, 24.2 y 32.2)

Variable manipulada: caudal de alimentación a la columna CD-2 -control del calderín C-1- (tubería 9.2) y caudal de residuo del calderín C-2, C-3 y C-4 (tuberías 16.2, 24.2 y 32.2)

El control implementado es similar al correspondiente a los sistemas de control VI y VIII, con la única variación lógica de la localización de los instrumentos; así, el medidor de nivel se encuentra situado en el calderín, mientras que el medidor de caudal y la válvula de control se hallan en la conducción de salida del calderín (en el caso del control del calderín C-1, tras la bifurcación –en la conducción que comunica con CD-2).

XII. Sistema de control nivel de líquido en los tanques de almacenamiento

El nivel de líquido en los depósitos de almacenamiento DAD-1, DAD-4 y DARD-4 se controla mediante medidores de lectura proporcionales. A diferencia de los anteriores, éste es un sistema de control de decisión “no automática”; el personal competente evaluará la situación y decidirá, en función de la demanda del producto almacenado y del volumen de éste en el tanque, el momento del vaciado de los depósitos.

Junto con todo esto, se dispondrá en la planta de una serie de instrumentación adicional cuya única función será determinar (indicar) el estado o la propiedad de una corriente o zona: analizador de composición de la alimentación a la planta (tubería 1.1), transmisores de temperatura a distintas alturas de las torres de fraccionamiento e indicadores/transmisores de temperatura de la alimentación a las columnas CD-2, CD-3 y CD-4 (tuberías 9.2, 17.2 y 25.1), del líquido de colas de las columnas (tuberías 6.1, 14.1, 22.1 y 30.1), del líquido almacenado en los tanques DAD-1, DAD-4 y DARD-4 y del vapor procedente de los calderines C-1, C-2, C-3 y C-4 (tuberías 7.1, 15.1, 23.1 y 31.1).

9. ORDEN DE PRIORIDAD ENTRE LOS DOCUMENTOS BÁSICOS

En el caso de que se encuentre algún tipo de discrepancia entre los datos reflejados en los distintos Documentos del presente Proyecto, el orden de prioridad entre los Documentos Básicos será el siguiente:

- 1°. Memoria y Anexos.
- 2°. Planos.
- 3°. Presupuesto.
- 4°. Pliego de Condiciones.

DOCUMENTO BÁSICO:

**PLIEGO DE
CONDICIONES**

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1. DISPOSICIONES GENERALES	209
1.1. Objetivo del Pliego de Condiciones	209
1.2. Obras accesorias no especificadas en el presente proyecto.....	209
1.3. Documentos que definen las obras	210
1.4. Contradicciones.....	210
2. CONDICIONES DE ÍNDOLE FACULTATIVA.....	211
2.1 Dirección Facultativa.....	211
2.2. Obligaciones y derechos generales del contratista.....	212
2.2.1. Representación del contratista	212
2.2.2. Presencia del contratista en la obra	212
2.2.3. Gastos de cuenta del contratista	213
2.2.4. Oficina en la obra	214
2.2.5. Insuficiente especificación en la documentación del proyecto	214
2.2.6. Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de documentos del proyecto.....	214
2.2.7. Información del contratista a subcontratas e instaladores.....	215
2.2.8. Copias de documentos	215
2.2.9. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa	215
2.2.10. Libro de Órdenes.....	216
2.2.11. Residencia del contratista.....	216
2.2.12. Despido del contratista.....	216
2.3. Obras y su ejecución	217
2.3.1. Replanteo de la obra.....	217

2.3.2. Calendario de trabajo	218
2.3.3. Comienzo de los trabajos y plazos de ejecución.....	218
2.3.4. Prórroga por causa de fuerza mayor.....	218
2.3.5. Maquinaria	219
2.3.6. Ensayos	219
2.3.7. Materiales.....	220
2.3.8. Acopios	221
2.3.9. Trabajos nocturnos	222
2.3.10. Accidentes de trabajo	222
2.3.11. Descanso en días festivos.....	223
2.3.12. Trabajos defectuosos o no autorizados	223
2.3.13. Señalización de las obras	224
2.3.14. Precauciones especiales	224
2.3.15. Personal técnico	225
2.4. Recepción provisional.....	225
2.5. Plazo de garantías	226
2.6. Recepción definitiva.....	227
3. CONDICIONES DE ÍNDOLE ECONÓMICA	228
3.1. Percepción económica del contratista	228
3.2. Garantía de cumplimiento	228
3.3. Fianzas	228
3.4. Penalizaciones y bonificaciones	229
3.5. Precios	229
3.5.1. Precios unitarios	229
3.5.2. Precios descompuestos.....	230

3.5.3. Precios no contratados.....	231
3.5.4. Variaciones en los precios unitarios.....	231
3.6. Valoración y abono de los trabajos	232
3.6.1. Valoración de la obra	232
3.6.2. Valoración de obras incompletas	232
3.6.3. Abono de unidades de obra ejecutadas	233
3.6.4. Liquidaciones parciales.....	233
3.6.5. Liquidación general.....	233
3.6.6. Carácter provisional de las liquidaciones parciales	233
3.6.7. Pagos	234
3.6.8. Suspensión por retraso de pagos	234
3.7. Seguros.....	234
4. CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL	236
4.1. Normativa general de aplicación.....	236
4.2. Adjudicación.....	238
4.3. El contrato	238
4.4. Arbitrajes y jurisdicción	239
4.5. Responsabilidad del contratista.....	239
4.6. Seguridad.....	240
4.7. Licencias, permisos e impuestos	240
4.8. Causas de rescisión del contrato.....	240
5. CONDICIONES DE ÍNDOLE TÉCNICA.....	243
5.1. Forma general de ejecutar los trabajos	243
5.2. Mano de obra	243
5.3. Pruebas y puestas en marcha.....	243

5.4. Condiciones para los materiales	244
5.4.1. Condiciones generales de los materiales.....	244
5.4.2. Materiales no especificados	244
5.4.3. Ensayos	244
5.5. Condiciones para las tuberías	245
5.5.1. Condiciones generales.....	245
5.5.2. Condiciones para los accesorios.....	245
5.5.3. Condiciones para las válvulas	245
5.5.4. Condiciones para las soldaduras	246
5.6. Condiciones para los equipos	246
5.6.1. Condiciones para las columnas de rectificación	246
5.6.2. Condiciones para los intercambiadores de calor.....	247
5.6.3. Condiciones para los depósitos	247
5.6.4. Condiciones para las bombas	248
5.7. Condiciones para la instrumentación	248
5.8. Condiciones para los aislamientos	249

1. DISPOSICIONES GENERALES

1.1. Objetivo del Pliego de Condiciones

El objetivo del siguiente Pliego de Condiciones es definir el conjunto de directrices, requisitos y normas aplicables al desarrollo de las obras a las que se refiere el proyecto "Diseño de una planta de separación de parafinas lineales procedentes de queroseno". Contiene las condiciones técnicas normalizadas referentes a los materiales y equipos, el modo de ejecución, medición de las unidades de obra y, en general, cuantos aspectos han de regir en las obras comprendidas en el presente proyecto. El Pliego de Condiciones constituye el documento más importante desde el punto de vista contractual.

El contratista está obligado a ejecutar el proyecto según se especifica en el Pliego de Condiciones.

Del mismo modo, la administración podrá conocer de forma detallada las diferentes tareas que se desarrollarán durante la ejecución del proyecto.

1.2. Obras accesorias no especificadas en el presente proyecto

Si en el transcurso de los trabajos se hiciese necesario ejecutar cualquier clase de obras o instalaciones que no se encuentre descritas en el Pliego de Condiciones, el adjudicatario estará obligado a realizarlas con estricta sujeción a las órdenes que, al efecto, reciba del director de obra y, en cualquier caso, con arreglo a las reglas del buen arte constructivo.

El director de obra tendrá plenas atribuciones para sancionar la idoneidad de los sistemas empleados, los cuales estarán expuestos para su aprobación de forma que, a su juicio, las obras y/o instalaciones que resulten defectuosas total o parcialmente, deberán ser demolidas o desmontadas en su totalidad o en parte, sin que ello de derecho a ningún tipo de reclamación por parte del adjudicatario.

1.3. Documentos que definen las obras

Los documentos que definen las obras y que la propiedad entrega al contratista pueden tener carácter contractual o meramente informativo. Son documentos contractuales los Planos, el Pliego de Condiciones y la Memoria (y Anexos) que están recogidos en el presente proyecto. Los datos incluidos en el Presupuesto, incluyendo la justificación de precios, tienen carácter meramente informativo.

1.4. Contradicciones

En el caso de contradicciones entre los Planos, el Pliego de Condiciones y la Memoria, prevalecerá lo indicado en el capítulo de la Memoria referente al orden de prioridad entre los Documentos Básicos; no obstante, durante el estudio y realización de la obra, únicamente se recurrirá a la Memoria en aquellas situaciones en las que las especificaciones dispuestas en los otros dos documentos no sean suficientemente concretas. Lo mencionado en el Pliego de Condiciones y omitido en los Planos o viceversa, habrá de ser aceptado como si estuviese expuesto en ambos documentos, siempre que, a juicio del director de obras, quede suficientemente definida la unidad de obra correspondiente y tenga precio en el contrato.

En todo caso, las contradicciones, omisiones o errores que se adviertan en estos documentos por el director o contratista deberán reflejarse en el acta de comprobación.

2. CONDICIONES DE ÍNDOLE FACULTATIVA

2.1 Dirección Facultativa

La dirección facultativa de las obras e instalaciones recaerá sobre un ingeniero técnico o superior nombrado por la propiedad en su representación, sobre quién recaerán las labores de dirección, control y vigilancia de las obras del presente proyecto.

Las funciones del ingeniero director de obras serán las siguientes:

- ✘ Garantizar la ejecución de las obras con estricta sujeción al proyecto aprobado, o modificaciones debidamente autorizadas.
- ✘ Definir aquellas condiciones técnicas que en el presente Pliego de Condiciones se dejen a su decisión.
- ✘ Resolver todas las cuestiones técnicas que surjan en cuanto a la interpretación de los planos, condiciones de materiales y de ejecución de unidades de obra, siempre que no se modifiquen las condiciones del contrato.
- ✘ Estudiar las incidencias o problemas planteados en las obras que impidan el normal cumplimiento del contrato o aconseje su modificación, tramitando, en su caso, las propuestas correspondientes.
- ✘ Proponer las actuaciones procedentes para obtener, de los organismos oficiales y de los particulares, los permisos y autorizaciones necesarias para la ejecución de las obras y ocupaciones de los bienes afectados por ellas, y resolver los problemas planteados por los servicios y servidumbres relacionados con la misma.
- ✘ Asumir personalmente bajo su responsabilidad, en casos de urgencia o gravedad, la dirección inmediata de determinadas operaciones o trabajos en curso, por lo cual, el contratista deberá poner a su disposición el personal y el material de la obra.

- × Acreditar al contratista las obras realizadas conforme a lo dispuesto en los documentos del contrato.
- × Participar en las recepciones provisionales y definitivas y redactar la liquidación de las obras conforme a las normas legales establecidas.

El contratista proporcionara toda clase de facilidades al director de obra, o sus subalternos, para que puedan llevar a cabo su trabajo con el máximo de eficacia.

El director de obras no será responsable ante la propiedad de la tardanza de los organismos competentes en la tramitación del proyecto. Una vez conseguidos todos los permisos, el director de obra dará orden de comenzar la misma.

2.2. Obligaciones y derechos generales del contratista

2.2.1. Representación del contratista

Desde que se den principio las obras, hasta su recepción provisional, el contratista designará un jefe de obra como representante suyo autorizado que cuidará de que los trabajos sean llevados con diligencia y competencia. Este jefe estará expresamente autorizado por el contratista para recibir notificaciones escritas o verbales emitidas por la dirección facultativa y para asegurar que dichas órdenes se ejecuten. Así mismo estará expresamente autorizado para firmar y aceptar las mediciones realizadas por la dirección facultativa.

Cualquier cambio que el contratista desee realizar respecto a sus representantes y personal cualificado y, en especial, del jefe de obras, deberá comunicarse a la dirección facultativa.

2.2.2. Presencia del contratista en la obra

El contratista, por sí o por medio de sus facultativos representantes o encargados, estará en la obra durante la jornada legal de trabajo y acompañará a

la dirección facultativa en las visitas que haga a la obra. Así mismo, y por sí o por medio de sus representantes, asistirá a las reuniones de obra que se convoquen, no pudiendo justificar por motivos de ausencia ninguna reclamación a las órdenes cruzadas por la dirección facultativa en el transcurso de las reuniones.

2.2.3. Gastos de cuenta del contratista

Serán de cuenta del contratista, siempre que en el contrato no se prevea explícitamente lo contrario, los siguientes gastos:

- × Los gastos de construcción y retirada de toda clase de construcciones auxiliares.
- × Los gastos de alquiler o adquisición de terreno para depósito de maquinaria y materiales.
- × Los gastos de protección de acopio y de la propia obra contra deterioro, daño o incendio, cumpliendo los requisitos vigentes para almacenamientos de explosivos y carburantes.
- × Los gastos de limpieza y evacuación de desperdicios de basura.
- × Los gastos de suministros, colocación y conservación de señales de tráfico, balizamiento y demás recursos necesarios para proporcionar seguridad dentro de las obras.
- × Los gastos de montajes, conservación y retiradas de instalaciones para el suministro de agua y la energía eléctrica necesaria para las obras.
- × Los gastos de demolición y desmontaje de las instalaciones provisionales.
- × Los gastos de retiradas de materiales rechazados y corrección de las deficiencias observadas y puestas de manifiesto por los correspondientes ensayos y pruebas.

2.2.4. Oficina en la obra

El contratista habilitará en la obra una oficina en la que existirá una mesa o tablero adecuado, en el que se puedan extenderse y consultarse los Planos.

En la oficina de obras, tendrá siempre el contratista una copia autorizada de todos los documentos del proyecto que le hayan sido facilitados por la dirección facultativa y el "Libro de Órdenes" a que se refiere un artículo siguiente.

2.2.5. Insuficiente especificación en la documentación del proyecto

Si alguna parte de la obra no quedará suficientemente especificada en esta documentación, a juicio de la contrata o de la propiedad, no se realizará hasta que la dirección facultativa diera las indicaciones precisas y concretas para su ejecución. Este extremo se advertirá a la citada dirección por escrito, con antelación suficiente para que se pueda estudiar el problema y aportar la solución más acertada sin que ello suponga retraso en la marcha de la obra. El tiempo de antelación variará con la importancia del estudio, siendo el mínimo de una semana.

2.2.6. Interpretaciones, aclaraciones y modificaciones de documentos del proyecto

Cuando se trate de aclarar, interpretar o modificar preceptos de los Pliegos de Condiciones o indicaciones de los Planos, las órdenes e instrucciones correspondientes se comunicarán por escrito al contratista, estando éste obligado a su vez a devolver, ya los originales, ya las copias, suscribiendo con su firma a enterado, que figurará así mismo en todas las órdenes, avisos o instrucciones que reciba tanto de la propiedad como de la dirección técnica.

2.2.7. Información del contratista a subcontratas e instaladores

El contratista se verá obligado a suministrar toda la información precisa a las diferentes subcontratas e instaladores para que su labor se ajuste al proyecto. En cualquier caso el contratista será el único responsable de las variaciones o errores que se hubieran podido cometer en obra por desconocimiento de las especificaciones aquí detalladas.

2.2.8. Copias de documentos

El contratista tiene derecho a sacar copias, a su costa, de los Planos, Presupuestos, Pliego de Condiciones y demás documentos del proyecto.

La dirección facultativa, si el contratista lo solicita, autorizará estas copias con su firma una vez confrontadas. En la obra siempre se encontrará una copia completa del proyecto visada por el colegio oficial, que no se utilizará como planos de obra sino en contados casos de comprobaciones.

2.2.9. Reclamaciones contra las órdenes de la dirección facultativa

Las reclamaciones que el contratista quiera hacer contra las órdenes emanadas de la dirección facultativa, sólo podrá presentarlas, a través de la misma, ante la propiedad, si ellas son de orden económico, y de acuerdo con las condiciones estipuladas en los Pliegos de Condiciones correspondientes. Contra disposiciones de orden técnico o facultativo de la dirección facultativa, no se admitirá reclamación alguna, pudiendo el contratista salvar su responsabilidad, si lo estima oportuno, mediante exposición razonada dirigida a la dirección facultativa, la cual podrá limitar su contestación al acuse de recibo, que en todo caso será obligatorio para este tipo de reclamaciones.

2.2.10. Libro de Órdenes

El contratista tendrá siempre en la oficina de la obra y a disposición de la dirección facultativa, un "Libro de Órdenes", con sus hojas foliadas por triplicado y visado por el colegio oficial.

El cumplimiento de las órdenes expresadas en dicho libro es tan obligatorio para el contratista como las que figuran en el Pliego de Condiciones.

2.2.11. Residencia del contratista

Desde el inicio de las obras, hasta su recepción definitiva, el contratista o un representante suyo autorizado, deberá residir en un punto próximo al de ejecución de los trabajos y no podrá ausentarse de él sin previo conocimiento de la dirección facultativa, notificándole expresamente la persona que durante su ausencia le ha de representar en todas sus funciones.

Cuando se falte a lo anteriormente prescrito, se considerarán válidas las notificaciones que se efectúen al individuo más caracterizado o de mayor categoría técnica de los empleados operarios de cualquier rama que, como dependiente de la contrata, intervengan en las obras.

2.2.12. Despido del contratista

Se considerará causa de despido del contratista, el incumplimiento de las instrucciones dadas por el director de obra, la manifiesta incapacidad de realización de sus cometidos y la realización de actos que comprometan o perturben la marcha de los trabajos.

2.3. Obras y su ejecución

2.3.1. Replanteo de la obra

Antes de dar comienzo las obras, el director de obra auxiliado por el personal subalterno necesario y por el contratista o su representante, procederá al replanteo general de la obra. En dicho replanteo se establecerán las líneas fundamentales y puntos de nivel necesarios para definir y delimitar perfectamente el terreno donde se va a ejecutar la obra.

El replanteo deberá incluir como mínimo los datos y referencias previstos para poder materializar las obras, así como los puntos fijos o auxiliares necesarios para los sucesivos replanteos de detalles y de otros elementos que puedan estimarse precisos. Los puntos de referencia para los sucesivos replanteos se marcarán con los medios adecuados para evitar su aparición.

El contratista se responsabilizará de la conservación de las estacas, señales y todas las referencias que se dejen en el terreno como consecuencia del replanteo.

Una vez finalizado el replanteo, se levantará la correspondiente acta de comprobación del replanteo.

El acta de comprobación del replanteo reflejará la conformidad o disconformidad del replanteo respecto a los documentos contractuales del proyecto, refiriéndose expresamente a las características geométricas de los trabajos, así como a cualquier punto que, en caso de disconformidad, pueda afectar al cumplimiento del contrato.

Los datos, cotas y puntos fijados en el replanteo, se anotarán en un anexo al acta de comprobación del replanteo, el cual se unirá al expediente de las obras, entregándose una copia al contratista.

Cuando el acta de comprobación del replanteo refleje alguna variación

respecto a los documentos contractuales del proyecto, deberá ser acompañada de un nuevo presupuesto, valorado a los precios del contrato.

2.3.2. Calendario de trabajo

En el plazo que se determine en días hábiles a partir de la aprobación del acta de comprobación del replanteo, el adjudicatario presentará el programa de trabajos de las obras. Dicho programa de trabajo incluirá los siguientes datos:

- * Fijación de las clases de obras y trabajos que integran el proyecto e indicación de las mismas.
- * Determinación de los medios necesarios (instalaciones, equipos y materiales).
- * Valoración mensual y acumulada de la obra, programada sobre la base de los precios unitarios de adjudicación.
- * Representación gráfica de las diversas actividades mediante un diagrama P.E.R.T.

Cuando del programa de trabajos se deduzca la necesidad de modificar cualquier condición contractual, dicho programa deberá ser redactado por el adjudicatario y por la dirección técnica de las obras, acompañándose de la correspondiente propuesta de modificación para su tramitación reglamentaria.

2.3.3. Comienzo de los trabajos y plazos de ejecución

El contratista empezará las obras al día siguiente de la fecha del acta de comprobación del replanteo, debiendo quedar terminado en la fecha acordada en dicho acta.

2.3.4. Prórroga por causa de fuerza mayor

Si por causa de fuerza mayor o independientemente de la voluntad del contratista y siempre que esta causa sea distinta de las que se especifican como

la rescisión en el capítulo "Condiciones de índole legal", aquél no pudiese comenzar las obras o tuviese que suspenderlas en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada, para el cumplimiento de la contrata, previo informe a la dirección facultativa de la causa que impide ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando la prórroga que por dicha causa solicita.

2.3.5. Maquinaria

El contratista quedará obligado a situar en las obras los equipos de la maquinaria que se comprometan a aportar en la licitación, y que el director de las obras considere necesario para el correcto desarrollo de las mismas. Dichos equipos de maquinaria deberán ser aprobados por el director.

La maquinaria y demás elementos de trabajo deberán estar en perfectas condiciones de funcionamiento y quedar adscritos a la obra durante el curso de la ejecución de las unidades en las que deban utilizarse. No podrán retirarse sin el consentimiento del director.

2.3.6. Ensayos

El número de ensayos y su frecuencia, tanto sobre materiales como unidades de obras terminadas, será fijado por el director de obra, y se efectuará con arreglo a las normas que afectan a cada unidad de obra, o, en su defecto, con arreglo a las instrucciones que dicte el director de obra.

El adjudicatario abonará el costo de los ensayos que se realicen, que no podrán superar el 1% del presupuesto de adjudicación.

El contratista está obligado a realizar su autocontrol de cotas, tolerancias y geométricos en general, así como el de calidad, mediante ensayos materiales, densidades de compactación, etc. Se entiende que no se comunicará a la dirección de obra que una unidad de obra está terminada a juicio del contratista

para su comprobación hasta que el mismo contratista, mediante su personal facultativo par el caso, haya hecho sus propias comprobaciones y ensayos y se haya asegurado de cumplir las especificaciones.

Así, el contratista está obligado a disponer de los equipos necesarios para dichas mediciones y ensayos.

2.3.7. Materiales

Todos los materiales que se utilicen en las obras deberán cumplir las condiciones que se establecen en el Pliego de Condiciones, pudiendo ser rechazados en caso contrario por el director de obra. Por ello, todos los materiales que se propongan ser utilizados en obra deben ser examinados y ensayados antes de su aceptación en primera instancia mediante el autocontrol del contratista, y eventualmente, con el control de dirección de obra.

Cuando la procedencia de los materiales no esté fijada en el Pliego de Condiciones Técnicas, los materiales requeridos para la ejecución del contrato serán fijados por el contratista de las fuentes de suministro que estime oportuno.

El contratista notificará al director, con la suficiente antelación, los materiales que se proponen utilizar y su procedencia, aportando, cuando así lo solicite el director, las muestras y los datos necesarios para su posible aceptación, tanto en lo que se refiere a su cantidad como a su calidad.

En ningún caso podrán ser acoplados y utilizados en los trabajos materiales cuya procedencia no haya sido aprobada por el director de obra.

Se deberán tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- *Manipulación de materiales*

Todos los materiales se manipularán con cuidado y de tal modo que se

mantengan su calidad y aptitud para la obra.

- *Inspección de la planta*

Si el volumen de la obra, la marcha de la construcción y otras consideraciones lo justifican, el ingeniero puede proceder a la inspección del material o de los artículos manufacturados en sus respectivas fuentes.

- *Inspección de los materiales*

Con objeto de facilitar la inspección y prueba de los materiales, el contratista notificará al director de obra con 2 semanas como mínimo de antelación a la entrega.

- *Materiales defectuosos*

Todos los materiales que no se ajusten a los requisitos del Pliego de Condiciones se considerarán defectuosos y, por tanto, se retirarán inmediatamente del lugar de la obra a menos que el director de obra ordene lo contrario.

Los materiales rechazados, cuyos defectos se hayan corregido substancialmente, no se utilizarán mientras no se les haya otorgado la aprobación.

2.3.8. Acopios

Quedará terminantemente prohibido, salvo autorización escrita del director, efectuar acopio de materiales, cualesquiera que sea su naturaleza, sobre la plataforma de obra y en aquellas zonas marginales que defina el director.

Se considera especialmente prohibido el depositar materiales, herramientas, maquinaria, escombros o cualquier otro elemento no deseable, en las siguientes zonas:

- × Áreas de procesos adyacentes o limítrofes con la zona donde se realizan trabajos.

- × Desagües y zonas de trabajo en general.
- × Vías de acceso a casetas de operación, puntos de reunión para estados de emergencia y puntos de situación de extintores.
- × Calles y vías de circulación interior, tanto de la zona de construcción como de áreas de procesos adyacentes a ésta.
- × En general, cualquier lugar en el que la presencia de materiales, herramientas o utensilios puede entorpecer las labores de mantenimiento y operación de las unidades de proceso, o pueda dificultar el proceso de emergencia de la planta.

Los materiales se almacenarán en forma tal que se asegure la preservación de su calidad para su utilización en la obra, requisito que deberá de ser comprobado en el momento de su utilización.

Las superficies empleadas en la zona de acopios deberán acondicionarse de forma que, una vez terminada su utilización, recuperen su aspecto original. Todos los gastos que de ello se deriven correrán por cuenta del contratista.

2.3.9. Trabajos nocturnos

Los trabajos nocturnos deberán ser previamente autorizados por el director, y solamente realizados en aquellas unidades de obra que así lo requieran.

El contratista deberá instalar los equipos de iluminación y mantenerlos en perfecto estado mientras duren los trabajos nocturnos.

2.3.10. Accidentes de trabajo

El contratista está obligado a cumplir la legislación vigente en materia de seguro contra riesgo de accidentes para su personal.

El contratista y la dirección de obra fijarán de antemano las condiciones de seguridad en las que se llevarán a cabo los trabajos objeto del presente

proyecto, así como las pruebas, ensayos, inspecciones y verificaciones necesarias, que, en cualquier caso, deberán ser, como mínimo, las prescritas por los reglamentos actuales vigentes.

No obstante, en aquellos casos en el que el contratista o la dirección consideren que se deben tomar disposiciones adicionales de seguridad, podrán tomarse éstas sin reserva alguna.

Por otra parte, el contratista será responsable de suministrar al personal a su cargo los equipos necesarios para que éste trabaje en las condiciones de seguridad adecuadas, tales como cascos, caretas, botas reforzadas, gafas de protección, etc.

Asimismo, serán responsabilidad del contratista los posibles daños causados en las instalaciones, tanto terminadas o aún en construcción, ocasionados por personas ajenas a la obra durante el horario establecido de trabajo, así como de los accidentes personales que pueden ocurrir.

2.3.11. Descanso en días festivos

En los trabajos concedidos a la contrata se cumplirá puntualmente el descanso en días festivos, del modo que se señale en las disposiciones vigentes.

En casos excepcionales, en los que fuera necesario trabajar en dichos días, se procederá como indican las citadas disposiciones.

2.3.12. Trabajos defectuosos o no autorizados

Los trabajos defectuosos no serán de abono, debiendo ser demolidos por el contratista y reconstruidos en el plazo de acuerdo con las prescripciones del proyecto.

Si alguna obra no se hallase ejecutada con arreglo a las condiciones del contrato y fuera, sin embargo, admisible a juicio del ingeniero director de obra,

podrá ser recibida provisionalmente y, definitivamente en su caso, quedando el adjudicatario obligado a conformarse sin derecho a reclamación con la rebaja económica que el ingeniero director estime, salvo en el caso de que el adjudicatario opte por la demolición a su costa y las rehaga con arreglo a las condiciones del contrato.

2.3.13. Señalización de las obras

El contratista queda obligado a señalar a su costa las obras objeto del contrato, con arreglo a las instrucciones y uso de aparatos que prescriba el director.

2.3.14. Precauciones especiales

Lluvias

Durante la fase de construcción, montaje e instalación de obras y equipos, estos se mantendrán en todo momento en perfectas condiciones de drenaje. Las cunetas y demás desagües se mantendrán de modo tal que no produzcan daños. El equipo que no necesite revisión o inspección previa a su instalación no será desembalado hasta el momento de la misma. Se protegerá el equipo desembalado de la lluvia mediante cubiertas y protectores adecuados.

Incendios

El contratista deberá atenerse a las disposiciones vigentes para la prevención y control de incendios y a las recomendaciones u órdenes que reciba el director. En todo caso, adoptará las medidas necesarias para evitar que se enciendan fuegos innecesarios, y será responsable de evitar la propagación de los que se requieren para la ejecución de las obras, así como de los daños y perjuicios que se puedan producir. No obstante lo anterior, el contratista podrá exigir el asesoramiento de un técnico de seguridad competente, elegido por la dirección, en todos los casos en los que lo estime conveniente y, particularmente, en aquéllos en los que el riesgo de producción de incendio sea más elevado

(soldadura, corte con soplete, etc.).

2.3.15. Personal técnico

El contratista está obligado a dedicar a los trabajos (tanto de obra civil como de montaje o instalación de líneas o equipos) el personal técnico a que se comprometió en la licitación. A pie de las obras y al frente de las mismas deberá haber un ingeniero.

El personal así designado no será asignado a otras obligaciones mientras duren los trabajos.

Por otra parte, el personal a cargo del contratista deberá estar lo suficientemente cualificado para la realización de los trabajos. Es responsabilidad del contratista, por lo tanto, cualquier retraso derivado de la competencia o ignorancia del personal a su cargo.

El director podrá prohibir la presencia en la zona de trabajos de determinado personal del contratista por motivo de falta de obediencia o respeto o por causa de actos que comprometan o perturben, a su juicio, la seguridad, integridad o marcha de los trabajos.

El contratista podrá recurrir, si entendiéndose que no hay motivos fundado para dicha prohibición.

2.4. Recepción provisional

El director de la obra junto con el propietario y el contratista realizarán un examen global de la obra una vez terminados los trabajos.

Si las obras se encuentran en buen estado y han sido ejecutadas con arreglo a las condiciones establecidas, se levantará el acta de recepción provisional de las obras, en

donde constará la fecha y las condiciones de recepción de las mismas. Dicho documento será firmado por el director de obra, el propietario y el contratista. El plazo de garantía de la obra empezará a contar a partir de dicha fecha.

Cuando las obras no se hallen en estado de ser recibidas, se hará constar en el acta donde se especificará los desperfectos encontrados, fijándose un plazo para subsanarlos, los cuales corren a cargo del contratista. Expirado el plazo, se efectuará un nuevo reconocimiento en idénticas condiciones, a fin de proceder a la recepción provisional de la obra. Si en dicho reconocimiento se comprueba que los desperfectos aún no han sido subsanados, el director de obra, en nombre y representación de la propiedad, encargará a otra entidad que las solucione con cargo a la fianza depositada por el contratista.

2.5. Plazo de garantías

Será de un año, contado a partir de la fecha de recepción provisional, salvo indicación contraria expresa en el pliego de contratación de la obra. Durante dicho período, las posibilidades de conservación, reparación y sustitución debidas a defectos y vicios ocultos, serán por cuenta del contratista, siendo éste el responsable de las faltas que puedan existir.

En caso de existir defectos o imperfecciones, no servirá de disculpa ni le dará derecho alguno al contratista el que el director o el subalterno hayan examinado durante la construcción, reconocido sus materiales o hecho su valoración en las relaciones parciales. En consecuencia, si se observa vicios e imperfecciones antes de efectuarse la recepción definitiva de la obra, se dispondrá que el contratista demuela o reconstruya, o bien repare, de su cuenta, las partes defectuosas.

2.6. Recepción definitiva

Terminado el plazo de garantía, y previo a los tramites reglamentarios, se procederá a efectuar la recepción definitiva de las obras, una vez realizado el oportuno reconocimiento de las mismas y en el supuesto de que todas ellas se encuentren en las condiciones debidas. A partir de ese momento el contratista quedará relevado de toda responsabilidad económica, con excepción de los gastos derivados de la aparición de vicios ocultos, los cuales será responsabilidad suya durante un plazo de diez años contados a partir de la fecha de recepción definitiva de las obras.

En caso de que, al proceder al reconocimiento de las obras, éstas no se encontrasen en estado de ser recibidas, se aplazará su recepción hasta que, ajuicio del director de obra, y dentro del plazo que se marque, queden las obras del modo y forma que de determinan en el presente Pliego de Condiciones.

Al proceder a la recepción definitiva de las obras, se extenderá por triplicado el acta correspondiente, en donde figurará la fecha de recepción definitiva de las obras y la firma de cada una de las partes implicadas: director de obra, propiedad y contratista.

3. CONDICIONES DE ÍNDOLE ECONÓMICA

3.1. Percepción económica del contratista

El contratista debe percibir el importe de los trabajos realizados, siempre que éstos se hayan ejecutado con arreglo y sujeción al proyecto.

3.2. Garantía de cumplimiento

El director de obra podrá exigir al contratista la presentación de referencias o de otras entidades o personas, al objeto de cerciorarse de si éste reúne todas las condiciones requeridas para el exacto cumplimiento del contrato. Dichas referencias, si le son pedidas, las presentará el contratista antes de la firma del contrato.

3.3. Fianzas

El contratista deberá abonar una fianza del 5% del presupuesto de las obras adjudicadas, con vistas a responder del cumplimiento del lo contratado.

La fianza podrá ser depositada mediante cheque o aval bancario.

Si el contratista se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para terminar la obra en las condiciones contratadas, el director de obra en nombre y representación de la propiedad, los ordenará ejecutar a un tercero, abonando su importe con la fianza depositada por el contratista, sin perjuicio de las acciones legales a que tenga derecho el propietario.

La fianza depositada, o lo quede de ella, será devuelta al contratista una vez firmada el acta de recepción definitiva de la obra en un plazo que no excederá de treinta días, siempre que el contratista haya acreditado por medio de certificado del Alcalde del distrito municipal en cuyo termino se halle emplazada la obra contratada, que no existe reclamación alguna contra él por los daños y perjuicios que sean de su cuenta o por deuda de los jornales o materiales, ni por indemnización derivadas de accidentes

ocurridos en el trabajo.

3.4. Penalizaciones y bonificaciones

Contratista, director de obra y propiedad firmarán un documento donde se especifique la cuantía y las condiciones de penalización económicas a cargo del contratista, debidas a retrasos en la ejecución de las obras. Del mismo modo, se especificará la cuantía y las condiciones de bonificación en beneficio del contratista, debidas a adelantos en la ejecución de la obra.

No se considerarán causa de penalización, los retrasos en la ejecución de las obras debidos a:

- × Incendios causados por electricidad atmosférica.
- × Daños producidos por terremotos y maremotos.
- × Daños producidos por viento huracanados, mareas y crecidas de río superiores a la que sean de prever en el país, y siempre que exista constancia inequívoca de que el contratista tomó las medidas posibles, dentro de sus medios.
- × Destrozos causados violentamente, a mano armada, en tiempo de guerra, movimientos sediciosos populares o robos tumultuosos.

3.5. Precios

3.5.1. Precios unitarios

Todos los materiales que intervengan en la construcción de las obras objeto de este proyecto (aún en el caso de aumento de las unidades especificadas o unidades que puedan aparecer) serán de cuenta del contratista, no admitiéndose por tanto ningún aumento por este concepto.

A efectos de propuestas y plazos, el contratista no debe contar con los suministros de terceros, comprometiéndose a construir o instalar todos los

materiales o equipos necesarios para la terminación de los trabajos en el plazo señalado.

3.5.2. Precios descompuestos

Una vez adjudicadas las obras, el Contratista ha de presentar dentro de los quince días siguientes los precios descompuestos de las unidades solicitadas. La no presentación indica que acepta en su día los precios descompuestos preparados por la Dirección.

La descomposición estará perfectamente detallada en cada unidad de obra, como a continuación se indica:

a) Materiales, expresando las cantidades que en cada unidad de obra se precisen de cada uno de ellos y su preciso unitario respectivo de origen.

b) Mano de obra por categorías dentro de cada oficio, expresando el número de horas invertidas por cada operario en la ejecución de cada unidad de obra.

c) Transporte de materia, desde el punto de origen al pie de la obra, expresando el precio del transporte por unidades, o número que la costumbre tenga establecida.

d) Tanto por cierto de medios auxiliares y de seguridad sobre la suma de conceptos anteriores en las unidades de obra que se precisen.

e) Tanto por cierto de seguros sociales y cargas vigentes sobre el costo de la mano de obra, especificando en documento aparte la cuantía de cada concepto del seguro o carga.

f) Tanto por cierto de gastos generales, sobre la suma de conceptos anteriores.

g) Tanto por cierto de beneficio industrial del contratista, aplicando a la suma total de los conceptos anteriores.

La suma de todas las cantidades que importan los siete capítulos se entiende que es el precio unitario contratado.

El contratista deberá asimismo presentar una lista de precios de jornales, de los materiales de origen, del transporte, del tanto por ciento que importan cada uno de los seguros o cargas sociales vigente y las partidas que se incluyen en el concepto de gastos generales, todo ello referido a la fecha de la suma del presupuesto.

El contratista deberá facilitar junto con el precio base del material, la marca, fabricante y fecha de la lista de precios utilizada como base de estudio.

3.5.3. Precios no contratados

Los precios de las unidades de obra, de los materiales, así como de la mano de obra que no figuren entre los contratados, se fijarán contradictoriamente entre la dirección facultativa y el contratista.

El contratista formulará por escrito, bajo su firma, el precio que, a su juicio, debe aplicarse a la nueva unidad de obra. Por su parte, el director de obra fijará el precio que, a su juicio, debe aplicarse a dicha unidad. Si ambos son coincidentes se formulará por parte del director de obra el Acta de Avenencia, quedando así formalizado el precio contradictorio. Si no fuera posible conciliar por simple discusión los resultados, el director de obra propondrá a la propiedad que adopte la resolución que estime conveniente.

3.5.4. Variaciones en los precios unitarios

En el caso de altas o bajas oficiales en el precio de los materiales, mano de obra o de cualquier otro concepto que modifique los precios unitarios base,

el contratista tiene la obligación de comunicar en la fecha de dicha variación, por duplicado, al director de obra y al propietario dichas valoraciones, así como una valoración exacta hasta el día citado de la obra ejecutada con su importe.

El contratista sólo tendrá derecho a las alzas oficiales de mano de obra del personal que intervenga directamente en la obra o instalación, no afectando a la mano de obra de preparación de materia prima o detalles.

3.6. Valoración y abono de los trabajos

3.6.1. Valoración de la obra

La medición de la obra se hará por el tipo de unidad fijada en el correspondiente presupuestota.

La valoración deberá obtenerse aplicando a las diversas unidades de obra el precio que tuviese asignado en el presupuesto, añadiendo a este importe el de los tantos por ciento que corresponda al beneficio industrial.

Las valoraciones se realizarán mensualmente. Las llevará acabo el director de obra en presencia del contratista. De dicho acto se levantará un acta por duplicado, que se firmará por ambas partes.

3.6.2. Valoración de obras incompletas

Cuando a consecuencia de rescisión u otras causas, fuera preciso valorar las obras incompletas, se aplicarán los precios del presupuesto, sin que pueda pretenderse hacer la valoración de la unidad de obra fraccionándola en forma distinta a la establecida en los cuadros de descomposición de precios.

3.6.3. Abono de unidades de obra ejecutadas

El contratista deberá percibir el importe de todas aquellas unidades de obra que haya ejecutado con arreglo y sujeción a los documentos del proyecto, a las condiciones de la contrata y a las órdenes e instrucciones que por escrito entregue la dirección facultativa, siempre dentro de las cifras a que ascienden los presupuestos aprobados.

3.6.4. Liquidaciones parciales

Mensualmente el contratista tendrá derecho a percibir una cantidad proporcional a la obra ejecutada en aquel período.

3.6.5. Liquidación general

Terminadas las obras se procederá a hacer la liquidación general, que constará de las mediciones y valoraciones de todas las unidades que constituyen la obra.

3.6.6. Carácter provisional de las liquidaciones parciales

Las liquidaciones parciales tienen carácter de documentos provisionales a buena cuenta, sujetos a certificaciones y variaciones que resulten de la liquidación final. Dichas certificaciones, no suponen tampoco la aprobación ni recepción de las obras que comprenden. La propiedad se reserva en todo momento y, especialmente, al hacer efectivas las liquidaciones parciales, el derecho a comprobar que el contratista ha cumplido los compromisos referentes al pago de jornales y materiales invertidos en la obra, a cuyo efecto deberá presentar el contratista los comprobantes que se exijan.

3.6.7. Pagos

Los pagos se efectuarán por el propietario al contratista en los plazos previamente establecidos, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones de obra expedidas por el director de obra, en virtud de las cuales se verifican aquéllos.

3.6.8. Suspensión por retraso de pagos

En ningún caso podrá el contratista, alegando retraso en los pagos, suspender trabajos ni ejecutarlos a menor ritmo que el que les corresponda, con arreglo al plazo en que deban terminarse. Cuando el contratista proceda de dicha forma, podrá el propietario rescindir la contrata.

3.7. Seguros

El contratista está obligado a asegurar la obra contratada durante todo el tiempo que dure su ejecución, hasta la recepción definitiva.

La cuantía del seguro coincidirá, en todo momento, con el valor que tengan por contrata los objetos asegurados. El importe abonado por la sociedad aseguradora, en caso de siniestro, se ingresará a cuenta a nombre de la propiedad, para que a cargo de ella se abone la obra que se construya y a medida que ésta se vaya realizando. El reintegro de dicha cantidad al contratista se efectuará por certificaciones, como el resto de los trabajos de la construcción. En ningún caso, salvo por conformidad expresa del contratista, hecha en documento público, el propietario podrá disponer de dicho importe para menesteres ajenos a los de la construcción de la parte siniestrada.

Del mismo modo, el contratista deberá tener contratado un seguro de responsabilidad civil que cubra las indemnizaciones causadas por accidentes o perjuicios derivados de las obras, quedando la propiedad eximida de dicha responsabilidad.

La infracción de lo anteriormente expuesto será motivo suficiente para que el

contratista pueda rescindir la contrata, con devolución de la fianza, abono completo de gastos, materiales acopiados, etc., y una indemnización equivalente al importe de los daños causados al contratista por el siniestro y que no le hubiesen abonado, pero sólo en proporción equivalente a lo que suponga la indemnización abonada por la compañía aseguradora, respecto al importe de los daños causados por el siniestro, que serán tasados a estos efectos por la dirección técnica.

Los riesgos asegurados y las condiciones que figuran en la póliza de seguros los pondrá el contratista antes de contratarlos en conocimiento del propietario, al objeto de recabar de éste su previa conformidad o reparos.

4. CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL

4.1. Normativa general de aplicación

La normativa actualmente vigente y que deberá cumplirse en la realización del presente proyecto es la siguiente:

- Ley 21/1992, de 16 de julio, de Industria. BOE 176/1992 de 23 de julio.
- Decreto 59/2005, de 1 de marzo, por el que se regula el procedimiento para la instalación, ampliación, traslado y puesta en funcionamiento de los establecimientos industriales, así como el control, responsabilidad y régimen sancionador de los mismos. Boja 118/2005, de 20 de junio.
- Orden de 27 de mayo de 2005, por la que se dictan normas de desarrollo del Decreto 59/2005, de 1 de marzo, para la tramitación de los expedientes de instalación, ampliación, traslado y puesta en servicio de industrias e instalaciones relacionadas en su anexo y su control. Boja 118/2005, de 20 de junio.
- Ley 7/1994, de 18 de mayo, de Protección Ambiental de la Comunidad Autónoma de Andalucía.
- Decreto 292/1995, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de Evaluación de Impacto Ambiental de la Comunidad Autónoma de Andalucía. Boja 166/1995, de 28 de diciembre.
- Ley 31/1995, de Prevención de Riesgos Laborales.
- Ley 923/65, de 8 de abril, de Contratos del Estado.
- Real Decreto 1495/1986, por el que se aprueba el Reglamento de Seguridad en Máquinas.
- Real Decreto 1627/1997, por el que se aprueban las Disposiciones Mínimas de Seguridad y Salud en las obras de construcción.
- Real Decreto 486/1997, por el que se aprueban las Disposiciones Mínimas de Seguridad y Salud en los lugares de trabajo.
- Real Decreto 773/1997, por el que se aprueban las Disposiciones Mínimas de Seguridad y Salud relativas a la utilización por los trabajadores de equipos de protección individual.

- Real Decreto 1254/1999, por el que se aprueban las Medidas de Control de los riesgos inherentes a los accidentes graves en los que intervienen sustancias peligrosas.
- Real Decreto 2267/2004, de 3 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de seguridad contra incendios en los establecimientos industriales. BOE 303/2004, de 17 de diciembre.
- Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril de 1979, por el que se aprueba el Reglamento de Aparatos a Presión. BOE 128/1979, de 29 de mayo.
- Orden de 30 de agosto de 1982 por la que se aprueba la ITC MIE-AP6 que complementa el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril. Reglamento de Aparatos a Presión. BOE 217/1982, de 10 de septiembre.
- Real Decreto 769/1999, de 7 de mayo, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la directiva del parlamento europeo y del consejo, 97/23/CE, relativa a los equipos de presión y se modifica el Real Decreto 1244/1979, de 4 de abril de 1979, que aprobó el Reglamento de Aparatos a Presión.
- Real Decreto 379/2001, de 6 de abril, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de Productos Químicos y sus Instrucciones Técnicas Complementarias MIE APQ-1, MIE APQ-2, MIE APQ-3, MIE APQ-4, MIE APQ-5, MIE APQ-6 y MIE APQ-7. BOE 112/2001, de 10 de mayo.
- Real Decreto 2085/1994, de 20 de octubre, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Petrolíferas. BOE 23/1995, de 27 de enero.
- Real Decreto 1523/1999, de 1 de octubre, por el que se modifica el Reglamento de instalaciones petrolíferas, aprobado por Real Decreto 2085/1994, de 20 octubre, y las instrucciones técnicas complementarias MI-IP03, aprobada por el Real Decreto 1427/1997, de 15 de septiembre, y MI-IP04, aprobada por el Real Decreto 2201/1995, de 28 de septiembre. BOE 253/1999, de 22 de octubre.
- Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión. BOE 224/2002, de 18 de septiembre.
- NTP 225: Electricidad estática en el trasvase de líquidos inflamables.

Asimismo, se considerará de aplicación cualquier norma o disposición que modifique o complemente las citadas. Sin perjuicio de todas las disposiciones enumeradas, serán de aplicación cuantas otras no se hayan mencionado o surjan en el proceso de aprobación del presente proyecto, que pudieran ser relativas a las obras, sistemas y equipos, en general, y en materia de seguridad, en particular.

4.2. Adjudicación

La adjudicación de las obras se realizará mediante concurso. Las ofertas presentadas a dicho concurso deberán incluir como mínimo, una estimación del precio de ejecución de las obras, el tiempo de ejecución y las calidades empleadas en las mismas.

4.3. El contrato

El contrato se formalizará mediante documento privado público según convengan las partes, promotor y contratista, y en él se especificarán las particularidades que convengan a ambos.

El contratista y el promotor previamente firmarán el presente pliego obligándose a su cumplimiento, siendo nulas las cláusulas que se opongan o anulen disposiciones del mismo.

La ejecución de las obras se contratará por unidades de obra, ejecutadas con arreglo a los documentos del proyecto. Se admitirán subcontratas con firmas especializadas, siempre que estén dentro de los precios que fije el presupuesto del proyecto.

4.4. Arbitrajes y jurisdicción

Para cuantas cuestiones, litigios o diferencias pudieran surgir durante o después de los trabajos, las partes se someterán a juicio de amigables componedores nombrado uno de ellos por el propietario, otro por el contratista y tres ingenieros del colegio oficial correspondiente, uno de los cuales será forzosamente el director de obra.

En caso de no haber llegado a un acuerdo por el anterior procedimiento, ambas partes quedan obligadas a someter la discusión de todas las cuestiones que puedan surgir como derivadas de su contrato, a las autoridades y tribunales administrativos, con arreglo a la legislación vigente, renunciando al derecho común y al fuero de su domicilio, siendo competentes la jurisdicción donde estuviese enclavada la obra.

4.5. Responsabilidad del contratista

El contratista será responsable de la ejecución de la obra en las condiciones establecidas en el contrato y en los documentos que componen el proyecto. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la demolición y reconstrucción de todo lo mal ejecutado, sin que pueda servir de excusa el que la dirección técnica haya examinado y reconocido la construcción durante las obras, ni el que hayan sido abandonadas en liquidaciones parciales.

Será responsabilidad del contratista el cumplimiento de todas las ordenanzas y disposiciones municipales que estén vigentes en la localidad donde la edificación esté emplazada.

El contratista será responsable de todos los accidentes o perjuicios de todo género que, por inexperiencia, descuido o incumplimiento de la legislación vigente en materia de seguridad, sobrevinieran tanto en la edificación donde se efectúen las obras como en las contiguas, ya que se consideran que en los precios contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar dichas disposiciones legales. El contratista deberá tener contratado un seguro que cubra las indemnizaciones a quienes correspondan y cuando a ello hubiera lugar, de todos los datos y perjuicios que puedan causarse en las operaciones de ejecución de las obras, quedando la propiedad eximida

de dicha responsabilidad.

Será de cargo y cuenta del contratista, el vallado y la policía del solar, cuidando de la conservación de sus líneas de lindero y vigilando que, por los poseedores de las fincas contiguas, si las hubiere, u otras personas ajenas a las obras, no se realicen durante la obra actos que mermen o modifiquen a la misma.

El contratista se ve obligado a lo establecido en la Ley de Contratos del Trabajo y además a lo dispuesto por la Ley de Accidentes del Trabajo, Subsidio Familiar y Seguros Sociales.

4.6. Seguridad

El contratista estará obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes preceptúen para evitar, en lo posible, accidentes a los obreros o viandantes, no sólo en los andamios, sino en todos los lugares peligrosos de la obra, así como los accidentes en zonas anejas a la misma derivados de dichas obras.

4.7. Licencias, permisos e impuestos

El contratista deberá tramitar todas las licencias, permisos e impuestos necesarios para la normal ejecución de las obras, corriendo el pago de los mismos por cuenta del propietario.

4.8. Causas de rescisión del contrato

Las causas de rescisión del contrato son las que enumeran a continuación:

1. El incumplimiento, por parte del contratista, de las condiciones fijadas en el presente Pliego de Condiciones, tanto por negligencias como por cualquier otra causa.
2. Las modificaciones del proyecto en tal forma que presenten alteraciones

fundamentales del mismo a juicio del director de obra y en cualquier caso siempre que las unidades del presupuesto de unidades como consecuencia de estas modificaciones representen en, más o menos, el 25% como mínimo del importe de aquél.

3. Las modificaciones de unidades de obra, siempre que estas modificaciones representen unidades, en más o menos, del 40% como mínimo de algunas de las unidades de las que figuran en las mediciones del proyecto, o más de un 50% de unidades del proyecto modificado.
4. Cuando se llevara en el desarrollo de la obra una lentitud perjudicial para la buena marcha y terminación de las mismas.
5. El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.
6. La suspensión de la obra comenzada y, en todo caso, siempre que, por razones ajenas a la contrata, no se dé comienzo a la obra adjudicada dentro del plazo de 3 meses, a partir de la adjudicación. En este caso la devolución de la fianza será automática.
7. La suspensión de la obra comenzada sin causa justificada.
8. La no terminación de la obra en los plazos establecidos en el presente Pliego de Condiciones.
9. Cuando sea aprobado por el director de obra que el contratista hubiera procedido de mala fe o ignorancia con el suministro de materiales o en la ejecución de las obras.
10. Cuando el contratista se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la obra en las condiciones contratadas. En este caso, el director de obra, en nombre y representación del propietario, ordenará ejecutarlas a un tercero, con cargo a la fianza depositada.
11. El incumplimiento de las instrucciones dadas por el director de obra al contratista.

12. La muerte o incapacidad del contratista.
13. La quiebra del contratista.

En los casos 12 y 13, si los herederos o síndicos ofrecieran llevar a cabo las obras, bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, el propietario puede admitir o rechazar el ofrecimiento, sin que en este último caso tengan aquéllos derecho a indemnización alguna.

5. CONDICIONES DE ÍNDOLE TÉCNICA

5.1. Forma general de ejecutar los trabajos

Las obras se ajustarán a los Planos y a este Pliego de Condiciones, resolviéndose cualquier discrepancia que pudiera existir, por el director de la obra.

Si por cualquier circunstancia fuese preciso efectuar alguna variación en las obras a realizar, se redactará el correspondiente proyecto reformado, el cual desde el día de su fecha, se considerará por parte integrante del proyecto primitivo, y por tanto sujeto a las mismas especificaciones de todos y cada uno de los documentos de éste en cuanto no se los pongan explícitamente.

5.2. Mano de obra

Todo el personal especialista que se emplee en la ejecución de las obras tendrá perfecto conocimiento de su oficio, con arreglo de su categoría.

El contratista tendrá la obligación de separar de la obra aquel personal que, a su juicio o el del director de obra, no cumpla con sus obligaciones en la forma de vida.

5.3. Pruebas y puestas en marcha

Durante la ejecución de los trabajos, se efectuarán pruebas de carga de los diferentes equipos, así como de resistencia mecánica por sobrepresión recogidas en la normativa legal vigente y en los diferentes capítulos en la Memoria del proyecto.

5.4. Condiciones para los materiales

5.4.1. Condiciones generales de los materiales

Las características de los materiales serán las expresadas en los subapartados que siguen, pudiendo la dirección técnica desechar aquellos que a su juicio no las reúnan

No podrán ser en ningún caso distintos en sus características a los tipos proyectados. Si hubiese que variar la clase de algunos inicialmente aprobados, los nuevos no podrán ser instalados sin la previa autorización de la dirección de obra, la cual podrá someterlos a cuantas pruebas estimen oportunas.

5.4.2. Materiales no especificados

Cualquier material que no haya sido especificado ni descrito en el presente proyecto y fuese necesario utilizar, reunirá las condiciones que se requieran para su función siendo fijados por el contratista las fuentes de suministro que éste estime oportuna. En cualquier caso, el contratista notificará al director de obra, con la suficiente antelación, los materiales que se proponen utilizar y su procedencia, aportando, cuando así lo solicite el director, las muestras y los datos necesarios para su posible aceptación, tanto en lo que se refiere a cantidad como a su calidad, siendo el criterio de la dirección facultativa totalmente inapelable.

5.4.3. Ensayos

Antes de proceder al empleo de los materiales serán examinados y aceptados por el director de obra, quien podrá disponer si así lo considera oportuno de todas las pruebas, análisis, ensayos, etc., hasta su definitiva aprobación.

5.5. Condiciones para las tuberías

5.5.1. Condiciones generales

Las tuberías serán de acero al carbono SA-106 Gr. B y se fabricarán de acuerdo a la norma ANSI B.31.3.

Las tuberías serán de los diámetros especificados en los correspondientes apartados de la Memoria, y estarán libres de fisuras, grietas, poros, impurezas, deformaciones o faltas de homogeneidad, así como de otros defectos que pudieran disminuir su resistencia y apartar su comportamiento del esperado por sus características.

5.5.2. Condiciones para los accesorios

Los accesorios para las tuberías (codos, tes, etc.) serán del mismo material que las tuberías y deberán ser fabricados bajo la norma ANSI 16.9. Su diámetro será el correspondiente a las líneas en las que vayan instalados y se unirán a ellas mediante soldaduras. Los accesorios estarán libres de defecto, irregularidades, etc., que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso.

5.5.3. Condiciones para las válvulas

Las válvulas serán del tipo que la dirección de la obras estime más adecuado de cara a la línea y servicio en que vayan a ser instaladas.

Estarán libres de defectos, irregularidades, etc., que puedan dificultar su instalación o montaje, o que puedan afectar negativamente a su comportamiento durante el proceso.

Durante su instalación se tendrá especial cuidado de alinear correctamente los extremos con la tubería en la que vaya ser instaladas.

5.5.4. Condiciones para las soldaduras

En las partes de la instalación en que deban llevarse a cabo procesos de soldadura a tope, se instalarán durante el proceso de soldado anillos de protección y se evitará en todo momento que penetren en el interior de las partes a soldar cascarillas y salpicaduras de soldaduras.

Las soldaduras se harán mediante cordones finos, limpiando e inspeccionando después de cada cordón, evitando así que los defectos de un cordón puedan ser enmascarados por el siguiente.

5.6. Condiciones para los equipos

5.6.1. Condiciones para las columnas de rectificación

El material de construcción de la columna de rectificación será SA-240 Gr. 316. Las dimensiones de las columnas, así como sus características geométricas, serán las determinadas en la Memoria.

El director de obra supervisará las columnas antes de su montaje, comprobará su buen estado y podrá rechazarlas si observa anomalías que a su criterio puedan justificar dicho rechazo.

En el lugar de emplazamiento se habrá previsto el espacio suficiente para el desmontaje completo del equipo.

Si desde que el equipo es recibido desde el taller del fabricante hasta que es montado en el terreno hubiera transcurrido un período de tiempo que al director de obra considerase razonablemente largo, será almacenado bajo techado en un lugar seco y se tomarán precauciones para que no sufriesen contaminación, oxidación excesivas, acumulación de humedad o suciedad así, como golpes o deterioros.

5.6.2. Condiciones para los intercambiadores de calor

El material de construcción empleado para los intercambiadores de calor será acero al carbono SA-283 Gr. C (salvo una excepción referenciada en la Memoria, en cuyo caso será SA-285 Gr. C) para la carcasa y acero al carbono SA-106 Gr. B para los tubos.

Las dimensiones de los cambiadores, así como sus características geométricas serán los determinados en la Memoria.

El director de obra supervisará los equipos antes de su montaje, comprobará su buen estado y podrá rechazarlos si observa anomalías que a su juicio puedan provocar dicho rechazo.

En el lugar de emplazamiento se habrá previsto el espacio suficiente para el desmontaje completo del equipo.

Si desde que el equipo es recibido desde el taller del fabricante hasta que es montado en el terreno hubiera transcurrido un período de tiempo que el director de obra considerase razonablemente largo, será almacenado bajo techado en lugar seco y se tomarán precauciones para que no sufriesen contaminación, oxidación excesiva, acumulación de humedad o suciedad, así como golpes o deterioros.

5.6.3. Condiciones para los depósitos

El material de construcción tanto de los acumuladores de reflujo como de los tanques de almacenamiento será acero al carbono SA-283 Gr. C.

Las dimensiones de dichos depósitos, así como sus características geométricas serán los determinados en la Memoria.

El director de obra supervisará los depósitos antes de su montaje, comprobará su buen estado y podrá rechazarlos si observa anomalías que ha su

juicio puedan provocar dicho rechazo.

Si desde que el equipo es recibido desde el taller del fabricante hasta que es montado en el terreno hubiera transcurrido un período de tiempo que el director de obra considerase razonablemente largo, será almacenado bajo techado en lugar seco y se tomarán precauciones para que no sufriesen contaminación, oxidación excesiva, acumulación de humedad o suciedad, así como golpes o deterioros.

5.6.4. Condiciones para las bombas

Las bombas se suministrarán con las correspondientes bancadas, sobre la que se montará el conjunto bomba-motor. La bancada estará construida por perfiles de acero, con dimensiones de forma que soporte los esfuerzos de arranque, y garantizará la estabilidad del conjunto bomba-motor.

El contratista presentará al director de obra los Planos y Memorias descriptivas de las bombas a emplear, acompañados de los correspondientes certificados de pruebas de sobrecarga, rodaje, etc. efectuadas en el taller del fabricante.

5.7. Condiciones para la instrumentación

Las válvulas de control serán las adecuadas para las condiciones de proyecto.

Los sensores de temperatura, presión, nivel y caudal a instalar serán fabricados por una compañía de reconocido prestigio. Se preocupará que los márgenes de mediación en los que vaya a trabajar el aparato en condiciones normales queden en el tercio central de la escala.

5.8. Condiciones para los aislamientos

Los equipos, así como las líneas de tuberías cuyo aislamiento se prevén en la Memoria del presente proyecto, serán calorifugados mediante fibra de vidrio con los espesores establecidos en dicha Memoria.

El aislamiento no presentará cortes o deformaciones que, a juicio del director de obra, pudieran afectar a la capacidad aislante del mismo.

El aislamiento se sujetará a los equipos y líneas mediante pletinas, alambres o tornillos de metal, o mediante otro sistema que el instalador crea adecuado y que el director de obra estime eficaz. Además, el aislamiento se recubrirá de una capa de aluminio para protegerlo frente al acceso de agua, al deterioro mecánico y al ataque químico.

DOCUMENTO BÁSICO:
PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	254
2. COSTE DEL INMOVILIZADO PRINCIPAL	254
2.1. Columnas de destilación	254
2.2. Intercambiadores de carcasa y tubos	255
2.3. Aerorrefrigerantes	257
2.4. Acumuladores de reflujo	258
2.5. Depósitos de almacenamiento	259
2.6. Bombas de impulsión	260
3. COSTE TOTAL DE LA UNIDAD	261
ANEXO DEL PRESUPUESTO. PRECIOS UNITARIOS	263
1. INTRODUCCIÓN	263
2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN	264
2.1. Método de estimación de costes	264
2.2. Columna Decano	269
2.3. Columnas Tridecano	272
2.4. Columna Splitter	276
3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	279
3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	279
3.1.1. Método de estimación de costes	279
3.1.2. Cambiador ICA/D-4	284
3.1.3. Cambiador ICA/RD-4	284
3.1.4. Calentador ICA/O.....	284

3.1.5. Enfriador ICW/D-1	285
3.1.6. Enfriador ICW/D-4.....	285
3.1.7. Enfriador ICW/RD-4	286
3.1.8. Calderín C-1	286
3.1.9. Calderines C-2 y C-3	286
3.1.8. Calderín C-4	287
3.2. Aerorrefrigerantes.....	287
3.2.1. Método de estimación de costes	287
3.2.2. Aerorrefrigerante AE-1	288
3.2.3. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	289
3.2.3. Aerorrefrigerante AE-4	289
4. ACUMULADORES DE REFLUJO	289
4.1. Método de estimación de costes.....	289
4.2. Acumulador de reflujo ARF-1	290
4.3. Acumuladores de reflujo ARF-2 y ARF-3.....	291
4.4. Acumulador de reflujo ARF-4	292
5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	293
5.1. Método de estimación de costes.....	293
5.2. Tanque de almacenamiento DAD-1	294
5.3. Tanque de almacenamiento DAD-4	295
5.4. Tanque de almacenamiento DARD-4	296
6. BOMBAS DE IMPULSIÓN	298
6.1. Método de estimación de costes.....	298
6.2. Bomba BA	299
6.3. Bomba BRF-1.....	300

6.4. Bomba BD-1	300
6.5. Bomba BRD-12	301
6.6. Bomba BRF-2 (BRF-3)	302
6.7. Bomba BD-2	302
6.8. Bomba BRD-2	303
6.9. Bomba BRD-13	303
6.10. Bomba BD-3	304
6.11. Bomba BRD-3	305
6.12. Bomba BRF-4	305
6.13. Bomba BD-4	306
6.14. Bomba BRD-4	306

1. INTRODUCCIÓN

La finalidad del presupuesto es poner de manifiesto la inversión necesaria para la ejecución material del proyecto.

En el presente documento se realizará un presupuesto a nivel estimativo de la unidad proyectada, el cual se fundamentará en el método de estimación factorial del coste de sistemas de procesos (Rudd y col., 1976), que permite evaluar el inmovilizado de un sistema completo a partir de los costes obtenidos para los elementos principales del mismo. Los cálculos llevados a cabo para la determinación del coste unitario del inmovilizado principal se presentan en el epígrafe *Anexo del Presupuesto*.

2. COSTE DEL INMOVILIZADO PRINCIPAL

El punto de partida del método de estimación factorial es la evaluación del inmovilizado necesario para los elementos principales de la planta de proceso (I_E), cuyos resultados son expuestos a continuación:

2.1. Columnas de destilación

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	CD-1: Torre de platos perforados (26), construida en acero inoxidable SA-240 Gr. 316, con un espesor constante de 9.5 mm, una altura total de 17.436 m y diámetros exteriores de agotamiento y enriquecimiento de 2.153 m y 1.372 m, respectivamente. Fondo inferior toriesférico tipo Korbbogen y fondo superior toriesférico Klopper. Faldón, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 7.9 mm y una altura de 2.560 m. 5 aberturas de inspección de 22 in de diámetro, escaleras verticales, plataformas y barandillas.	131283	131283

2	CD-2 (CD-3): Torre de platos perforados (54), construida en acero inoxidable SA-240 Gr. 316, con un espesor constante de 12.7 mm, una altura total de 34.673 m y diámetros exteriores de agotamiento y enriquecimiento de 2.896 m y 2.591 m, respectivamente. Fondo inferior toriesférico tipo Korbbogen y fondo superior toriesférico Klopper. Faldón, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 12.7 mm y una altura de 3.253 m. 7 aberturas de inspección de 22 in de diámetro, escaleras verticales, plataformas y barandillas.	395224	790448
1	CD-4: Torre de platos perforados (46), construida en acero inoxidable SA-240 Gr. 316, con un espesor constante de 11.1 mm, una altura total de 29.563 m y diámetros exteriores de agotamiento y enriquecimiento de 2.156 m y 2.003 m, respectivamente. Fondo inferior toriesférico tipo Korbbogen y fondo superior toriesférico Klopper. Faldón, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 11.1 mm y una altura de 3.061 m. 7 aberturas de inspección de 22 in de diámetro, escaleras verticales, plataformas y barandillas.	256265	256265

TABLA Pr.2.1: Costes principales de las columnas de destilación

2.2. Intercambiadores de carcasa y tubos

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	ICA/D-4: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA "R", tamaño 19-240 tipo AES. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 9.5 mm.	19440	19440

	Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).		
1	ICA/RD-4: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 15-240 tipo AES. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 9.5 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	15179	15179
1	ICA/O: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 15-240 tipo AES. Carcasa, construida en acero al carbono SA-285 Gr. C, con un espesor de 9.5 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	15179	15179
2	ICW/D-1 (ICW/RD-4): Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 10-240 tipo AES. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 7.9 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	15936	31872
1	ICW/D-4: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 13-240 tipo AES. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 9.5 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	14037	14037
1	C-1: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 13/21-196 tipo AKT. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 9.5 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	9392	9392

2	C-2 (C-3): Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 31/51-240 tipo AKT. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 12.7 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	35018	70036
1	C-4: Intercambiador horizontal 1-2 TEMA “R”, tamaño 33/53-240 tipo AKT. Carcasa, construida en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor de 12.7 mm. Tubos, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 3/4 in de diámetro exterior, 14 BWG y disposición cuadrada (pitch de 1 in).	38614	38614

TABLA Pr.2.2: Costes principales de los intercambiadores de carcasa y tubos

2.3. Aerorrefrigerantes

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	AE-1: Aerorrefrigerante de tiro forzado API 661, con dos hileras de 35 y 36 tubos. Tubos –aleteados-, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 1 in de diámetro exterior (desnudo), 0.083 in de espesor, 30 ft de longitud y disposición triangular al trebosillo (pitch de 2 ½ in). Aletas transversales circulares, contruidas en aluminio, con una altura de 1/4 in, un espesor de 0.014 in y una densidad de 8 aletas/in. 3 ventiladores circulares de flujo axial de 2.1 m de diámetro, con turbinas de 42 KW.	39024	39024
2	AE-2 (AE-3): Aerorrefrigerante de tiro forzado API 661, con tres hileras de 28, 27 y 28 tubos. Tubos –aleteados-, contruidos en acero al carbono SA-106 Gr.	44217	88434

	B, de 1 in de diámetro exterior (desnudo), 0.083 in de espesor, 30 ft de longitud y disposición triangular al trebosillo (pitch de 2 ½ in). Aletas transversales circulares, construidas en aluminio, con una altura de 1/4 in, un espesor de 0.014 in y una densidad de 8 aletas/in. 4 ventiladores circulares de flujo axial de 1.6 m de diámetro, con turbinas de 140 KW.		
1	AE-4: Aerorrefrigerante de tiro forzado API 661, con dos hileras de 29 y 30 tubos. Tubos –aleteados-, construidos en acero al carbono SA-106 Gr. B, de 1 in de diámetro exterior (desnudo), 0.083 in de espesor, 30 ft de longitud y disposición triangular al trebosillo (pitch de 2 ½ in). Aletas transversales circulares, construidas en aluminio, con una altura de 1/4 in, un espesor de 0.014 in y una densidad de 8 aletas/in. 4 ventiladores circulares de flujo axial de 1.7 m de diámetro, con turbinas de 80 KW.	33652	33652

TABLA Pr.2.3: Costes principales de los aerorrefrigerantes

2.4. Acumuladores de reflujo

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	ARF-1: Depósito horizontal, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor constante de 9.5 mm, un diámetro interior de 1.372 m y una longitud de 4.638 m. Cabezales toriesféricos tipo Klopper. 1 abertura de inspección de 20 in de diámetro y soportes.	18903	18903
2	ARF-2 (ARF-3): Depósito horizontal, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor	35818	71636

	constante de 12.7 mm, un diámetro interior de 2.134 m y una longitud de 8.759 m. Cabezales toriesféricos tipo Klopper. 1 abertura de inspección de 20 in de diámetro y soportes.		
1	ARF-4: Depósito horizontal, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor constante de 11.1 mm, un diámetro interior de 1.829 m y una longitud de 7.784 m. Cabezales toriesféricos tipo Klopper. 1 abertura de inspección de 20 in de diámetro y soportes.	29031	29031

TABLA Pr.2.4: Costes principales de los acumuladores de reflujo

2.5. Depósitos de almacenamiento

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	DAD-1: Depósito atmosférico vertical API-650, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor constante de 9.5 mm, un diámetro interior de 9.000 m y una altura de 10.144 m. Fondo plano y techo cónico fijo de pendiente 3:12. 2 aberturas de inspección de 20 in de diámetro, escaleras helicoidales, plataforma y barandillas.	105214	105214
1	DAD-4: Depósito atmosférico vertical API 650, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor constante de 9.5 mm, un diámetro interior de 18.000 m y una altura de 14.982 m. Fondo plano y techo cónico fijo de pendiente 1:16. 2 aberturas de inspección de 20 in de diámetro, escaleras helicoidales, plataforma y barandillas.	231874	231874

1	DARD-4: Depósito atmosférico vertical API 650, construido en acero al carbono SA-283 Gr. C, con un espesor constante de 9.5 mm, un diámetro interior de 12.000 m y una altura de 11.019 m. Fondo plano y techo cónico fijo de pendiente 1:3. 2 aberturas de inspección de 20 in de diámetro, escaleras helicoidales, plataforma y barandillas.	129189	129189
---	---	--------	--------

TABLA Pr.2.5: Costes principales de los tanques de almacenamiento

2.6. Bombas de impulsión

Cantidad	Partida	Coste unitario (€)	Coste total (€)
1	BA: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 80 m ³ /h, altura útil de 49.33 m y NPSH requerido de 11.62 m. Incluye motor.	6507	6507
1	BRF-1: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 20 m ³ /h, altura útil de 24.21 m y NPSH requerido de 3.19 m. Incluye motor.	3254	3254
1	BD-1: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 2 m ³ /h, altura útil de 1 m y NPSH requerido de 3.70 m. Incluye motor.	1952	1952
2	BRD-12 (BRD-13): Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 45 m ³ /h, altura útil de 24.41 m y NPSH requerido de 0.88 m. Incluye motor.	3904	7808
2	BRF-2 (BRF-3): Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 66 m ³ /h, altura útil de 42.38 m y NPSH requerido de 3.86 m. Incluye motor.	5256	10512

2	BD-2 (BD-3): Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 37 m ³ /h, altura útil de 20.43 m y NPSH requerido de 3.84 m. Incluye motor.	3504	7008
1	BRD-2: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 9 m ³ /h, altura útil de 26.31 m y NPSH requerido de 1.35 m. Incluye motor.	3297	3297
1	BRD-3: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 9 m ³ /h, altura útil de 25.57 m y NPSH requerido de 1.35 m. Incluye motor.	3170	3170
1	BRF-4: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 54 m ³ /h, altura útil de 38.67 m y NPSH requerido de 3.60 m. Incluye motor.	5005	5005
1	BD-4: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 13 m ³ /h, altura útil de 3.73 m y NPSH requerido de 3.61 m. Incluye motor.	2252	2252
1	BRD-4: Bomba centrífuga API 610. Caudal volumétrico a impulsar de 4 m ³ /h, altura útil de 9.03 m y NPSH requerido de 1.40 m. Incluye motor.	2663	2663

TABLA Pr.2.6: Costes principales de las bombas de impulsión

Por consiguiente, resulta un coste total del inmovilizado principal de la unidad proyectada de:

$$\underline{\underline{\text{Coste inmovilizado principal } (I_E) = 2192131 \text{ €}}}$$

3. COSTE TOTAL DE LA UNIDAD

Según el método de estimación factorial, los costes de otros elementos esenciales, necesarios para completar el sistema de proceso, pueden correlacionarse con el inmovilizado requerido para los elementos principales, y que el inmovilizado global (I_F) puede estimarse aplicando factores experimentales (f_i y f_l) a este inmovilizado base I_E , previamente expuesto:

COSTE DEL INMOVILIZADO PRINCIPAL (I_E)	2192131 €
COSTES DIRECTOS ADICIONALES COMO FRACCIÓN DE I_E	
Mano de obra para la instalación del sistema principal	0.15
Aislamiento	0.20
Conducciones de fluidos (acero al carbono)	0.60
Instrumentación (control complejo, centralizado)	0.15
Cimientos	0.10
Estructuras	0.05
Protección contra incendios	0.06
Instalación eléctrica	0.08
Pintura y limpieza	0.08
	$\sum f_i = 1.47$
COSTE DIRECTO TOTAL $(1 + \sum f_i) \cdot I_E$	5414563 €
COSTES INDIRECTOS COMO FRACCIÓN DE LOS COSTES DIRECTOS	
Gastos generales, gerencia	0.30
Servicios técnicos, honorarios de ingeniería	0.13
Imprevistos	0.13
	$\sum f_i = 0.56$
COSTE INDIRECTO TOTAL $\sum f_i \cdot (1 + \sum f_i) \cdot I_E$	3032155 €
COSTE TOTAL $(1 + \sum f_i) \cdot (1 + \sum f_i) \cdot I_E$	<u>8446719 €</u>

TABLA Pr.2.7: Costes directos, indirectos y total de la planta proyectada

El presupuesto total realizado asciende a la cantidad de ocho millones cuatrocientos cuarenta y seis mil setecientos diecinueve euros.

Firmado:

José Luis Pérez Sánchez

ANEXO DEL PRESUPUESTO. PRECIOS UNITARIOS

1. INTRODUCCIÓN

Este anexo incluye los cálculos llevados a cabo para la determinación de los precios unitarios presentados en el capítulo 2. Para cada conjunto de equipos de la misma naturaleza, se expondrá, en primer lugar, el procedimiento de estimación de costes, para luego aplicarlo de manera directa sobre cada uno de ellos.

Es importante reseñar que los métodos y datos de coste empleados se basan en el valor del dinero en un cierto año indicado, de manera que para referirlo al momento actual se hará uso de los denominados índices de precios. Entre ellos, se utilizará uno de los más adecuados para la ingeniería de procesos, el índice de costes de plantas de Chemical Engineering (CEPCI), que proporciona la relación de los precios en una fecha dada respecto a su coste en una fecha base, permitiendo así efectuar interpolaciones y extrapolaciones en el tiempo. La siguiente tabla muestra el índice de costes de plantas de Chemical Engineering, tomado con la base de referencia 100 para 1958-1959:

Año	CEPCI	Año	CEPCI
1958	99.7	1983	316.9
1959	101.8	1984	322.7
1960	102	1985	325.3
1961	101.5	1986	318.4
1962	102	1987	323.8
1963	102.4	1988	342.5
1964	103.3	1989	355.4
1965	104.2	1990	357.6
1966	107.2	1991	361.3
1967	109.7	1992	358.2
1968	113.6	1993	359.2
1969	119	1994	368.1
1970	125.7	1995	381.1
1971	132.3	1996	381.7
1972	132.3	1997	386.5
1973	144.1	1998	389.5
1974	164.4	1999	390.6

1975	182.4	2000	394.1
1976	192.1	2001	394.3
1977	204.1	2002	395.6
1978	218.8	2003	401.7
1979	238.7	2004	444.2
1980	261.2	2005	468.2
1981	297	2006	499.6
1982	314	Diciembre, 2006	509.2

TABLA APr.1.1: Índice de costes de plantas de Chemical Engineering. Base: 1958-1959=100

2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN

2.1. Método de estimación de costes

La estimación del coste de las columnas de destilación será realizada a partir de los costes asociados al cuerpo principal, a los platos y a accesorios tales como bocas de inspección, plataformas, barandillas y escaleras:

Cuerpo principal (base 1979)

Para el cálculo del coste del cuerpo principal, que incluye carcasa, faldón y tubuladuras, se empleará la siguiente expresión (Mulet, A. y col., 1981):

$$C_{b \text{ carc}} (\$) = \exp \left[8.600 - 0.21651 \cdot \ln(W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}) + 0.04576 \cdot (\ln W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}})^2 \right] \quad [\text{APr.2.1}]$$

donde $W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}$ (Kg), masa de la carcasa de la columna, se puede obtener fácilmente a partir del peso de la misma, calculado para las distintas columnas en el capítulo 2 del Anexo II. Comentar que esta expresión es adecuada para torres verticales a presión de acero al carbono con fondos elípticos 2:1 (se pueden asemejar a los toriesféricos); así, teniendo en cuenta que las columnas son de acero inoxidable 316, C_b será corregido con el factor F_M ,

Material	Cost factor, F_M
Stainless steel, 304	1.7
Stainless steel, 316	2.1
Carpenter 20CB-3	3.2
Nickel-200	5.4
Monel-400	3.6
Inconel-600	3.9
Incoloy-825	3.7
Titanium	7.7

según:

$$C_{t \text{ carc}} (\$) = C_{b \text{ carc}} (\$) \cdot F_M$$

↓

$$C_{t \text{ carc}} (\$) = C_{b \text{ carc}} (\$) \cdot 2.1$$

Sustituyendo en este resultado la expresión [APr.2.1], se llega a:

$$C_{t \text{ carc}} (\$) = 2.1 \cdot \exp \left[8.600 - 0.21651 \cdot \ln(W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}) + 0.04576 \cdot (\ln W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}})^2 \right] \quad [\text{APr.2.2}]$$

Platos (base 1987)

El coste de un plato vendrá dado por la siguiente expresión (Baasel, 1990):

$$C_{1 \text{ plato}} (\$) = C_{b \text{ 1 plato}} (\$) \cdot (F_s + F_i + F_M) \quad [\text{APr.2.3}]$$

siendo $C_{b \text{ 1 plato}}$ el coste base de un plato, dependiente del diámetro (tabla APr.2.1), y F_s , F_i y F_M los factores de ajuste relativos al espaciamiento entre platos, tipo y material del plato, respectivamente (tabla APr.2.2). Ya que todas las columnas presentan un espaciamiento entre platos de 0.6 m (24 in) $\rightarrow F_s = 1$, los cuales son perforados $\rightarrow F_i = 0$ y de acero inoxidable $\rightarrow F_M = 1.7$, se puede deducir, de la expresión [APr.2.3], que:

$$C_{1 \text{ plato}} (\$) = C_{b \text{ 1 plato}} (\$) \cdot (1 + 0 + 1.7) \Rightarrow C_{1 \text{ plato}} (\$) = 2.7 \cdot C_{b \text{ 1 plato}} (\$) \quad [\text{APr.2.4}]$$

Ya que $C_{b \text{ 1 plato}}$ es función del diámetro, para una columna su valor dependerá de la zona de la misma. Si llamamos $C_{1 \text{ plato}}^{\text{agot}}$ y $C_{1 \text{ plato}}^{\text{rect}}$ a los costes de los platos en la

sección de agotamiento y rectificación, respectivamente, el coste total de éstos en cada una de estas zonas será:

$$C_{platos}^{agot} (\$) = NP_{agot} \cdot C_{1plato}^{agot} \quad [APr.2.5]$$

$$C_{platos}^{rect} (\$) = NP_{rect} \cdot C_{1plato}^{rect} \quad [APr.2.6]$$

Finalmente, el coste asociado a los platos de una columna de destilación viene dado por:

$$C_{platos} (\$) = C_{platos}^{agot} + C_{platos}^{rect} \quad [APr.2.7]$$

	Unit	Unit Cost (\$)	Size Exponent	Bare Module Factor
Crystallizers (cap.)				
Growth	tons/day	16,400	0.65	2.26
Forced circulation	tons/day	24,000	0.55	2.26
Batch	gal	510	0.70	2.06
Cyclones (see dust collectors)				
Distillation column trays (tray stack height)				
Tray 10 ft diam	ft	558	1	
Tray 9 ft diam	ft	484	1	
Tray 8 ft diam	ft	394	1	
Tray 7 ft diam	ft	297	1	
Tray 6 ft diam	ft	208	1	
Tray 5 ft diam	ft	148	1	
Tray 4 ft diam	ft	96	1	
Tray 3 ft diam	ft	78	1	
Tray 2 ft diam	ft	51	1	

(see Table B-10)

TABLA APr.2.1: Coste base de un plato en función del diámetro

Base cost given in Table B-1
 Tray cost, \$ = [base cost($F_s + F_i + F_m$)] index
 Adjustment factors

Tray Spacing, In.	F_s	Tray Type	F_i	Tray Material	F_m
24	1.0	Grid		Carbon steel	0.0 ^a
18	1.4	(no downcomer)	0.0 ^a	Stainless	1.7
12	2.2	Plate	0.0	Monel	8.9
		Sieve	0.0		
		Trough or valve	0.4		
		Bubble cap	1.8		
		Koch Cascade	3.9		

TABLA APr.2.2: Factores de corrección del coste base de un plato

Bocas de hombre (base 1997)

Todas las bocas de inspección de las columnas se caracterizan por un diámetro de 22 in. Tomando como precio aproximado de las mismas un valor de 410000 ptas (Fernández Cañas, 1998), el coste total de las aberturas de inspección de una columna de destilación será función del número de aquéllas ($N_{\text{bocas hombre}}$) presentes en ésta:

$$C_{\text{bocas hombre}} (\text{ptas}) = N_{\text{bocas hombre}} \cdot 410000 \text{ ptas} \quad [\text{A Pr .2.8}]$$

Plataformas y barandillas (base 1997)

Como punto de partida se tomará el dato de 15000 ptas/m² plataforma (Fernández Cañas, 1998). Conocida la superficie de una plataforma (S_{plataf}), se puede estimar fácilmente su precio mediante:

$$C_{1 \text{ plataf}} (\text{ptas}) = S_{\text{plataf}} (\text{m}^2) \cdot 15000 \text{ ptas} / \text{m}^2 \quad [\text{A Pr .2.9}]$$

Tal y como se expuso en el apartado 8.1.4 de la Memoria, las plataformas tendrán un ancho de 3.5 ft, esto es, 1.067 m. Según ello, el diámetro interior de una plataforma ($D_{i \text{ plataf}}$) coincidirá con D_{aisl} , mientras que el exterior ($D_{o \text{ plataf}}$) se expresará como:

$$D_{o \text{ plataf}} (m) = D_{i \text{ plataf}} (m) + 2 \cdot 1.067 \text{ m} \Rightarrow D_{o \text{ plataf}} (m) = D_{\text{aisl}} (m) + 2.134 \text{ m} \quad [\text{A Pr .2.10}]$$

Ya que cada plataforma “rodea” la mitad de la columna de destilación en la que se encuentra, su superficie se puede calcular como:

$$S_{\text{plataf}} = \frac{\pi (D_{o \text{ plataf}}^2 - D_{i \text{ plataf}}^2)}{4}$$

$$\Downarrow \quad [\text{A Pr .2.10}]$$

$$S_{\text{plataf}} = \frac{\pi [(D_{\text{aisl}} + 2.134 \text{ m})^2 - D_{\text{aisl}}^2]}{4}$$

Reemplazando tal resultado en [A Pr.2.9]:

$$C_{1 \text{ plataf}} (\text{ptas}) = \frac{\pi [(D_{\text{aisl}} + 2.134 \text{ m})^2 - D_{\text{aisl}}^2]}{4} \text{ m}^2 \cdot 15000 \text{ ptas} / \text{m}^2 \quad [\text{A Pr .2.11}]$$

De la misma manera que ocurría con los platos, ya que $C_{1 \text{ plataf}}$ es función del diámetro de la columna con aislante, para una columna su valor dependerá de la zona de la misma. Si llamamos $C_{1 \text{ plataf}}^{\text{agot}}$ y $C_{1 \text{ plataf}}^{\text{rect}}$ a los costes de las plataformas en la sección de agotamiento y rectificación, respectivamente, el coste total de éstas en cada una de las zonas será:

$$C_{\text{platafs}}^{\text{agot}} (\text{ptas}) = N_{\text{platafs}}^{\text{agot}} \cdot C_{1 \text{ plataf}}^{\text{agot}} \quad [\text{A Pr.2.12}]$$

$$C_{\text{platafs}}^{\text{rect}} (\text{ptas}) = N_{\text{platafs}}^{\text{rect}} \cdot C_{1 \text{ plataf}}^{\text{rect}} \quad [\text{A Pr.2.13}]$$

Finalmente, el coste asociado a las plataformas de una torre de destilación viene dado por:

$$C_{\text{platafs}} (\text{ptas}) = C_{\text{platafs}}^{\text{agot}} + C_{\text{platafs}}^{\text{rect}} \quad [\text{A Pr.2.14}]$$

En relación a las barandillas de las plataformas, el procedimiento de estimación de coste es similar al anterior, es decir:

Dato: 8500 ptas/m lineal (Fernández Cañas, 1998)

↓ L_{bar} : longitud la barandilla

$$C_{1 \text{ bar}} (\text{ptas}) = L_{\text{bar}} (m) \cdot 8500 \text{ ptas} / m$$

$$\Downarrow L_{\text{bar}} = \pi \cdot \frac{D_{o \text{ plataf}}}{2} = \pi \cdot \frac{D_{\text{aisl}} (m) + 2 \cdot 1.067 \text{ m}}{2}$$

$$C_{1 \text{ bar}} (\text{ptas}) = \pi \cdot \frac{D_{\text{aisl}} (m) + 2 \cdot 1.067 \text{ m}}{2} \cdot 8500 \text{ ptas} / m \quad [\text{A Pr.2.15}]$$

Por otro lado,

$$C_{\text{bars}}^{\text{agot}} (\text{ptas}) = N_{\text{bars}}^{\text{agot}} \cdot C_{1 \text{ bar}}^{\text{agot}} \quad [\text{A Pr.2.16}]$$

$$C_{\text{bars}}^{\text{rect}} (\text{ptas}) = N_{\text{bars}}^{\text{rect}} \cdot C_{1 \text{ bar}}^{\text{rect}} \quad [\text{A Pr.2.17}]$$

↓

$$C_{\text{bars}} (\text{ptas}) = C_{\text{bars}}^{\text{agot}} + C_{\text{bars}}^{\text{rect}} \quad [\text{A Pr.2.18}]$$

Escaleras (base 1997)

Tomando como coste de una escalera vertical 8000 ptas/m lineal (Fernández Cañas, 1998), se puede calcular su precio total como:

$$C_{esc} (ptas) = H_{esc} (m) \cdot 8000 ptas / m \quad [A Pr.2.19]$$

donde H_{esc} , la altura de la escalera, coincide con la cota de elevación de la última plataforma.

Por último, se estimará el coste total de cada columna como la suma de los costes individuales analizados, es decir,

$$C_{col} = C_{t carc} + C_{platos} + C_{bocas hombre} + C_{platafs} + C_{bars} + C_{esc} \quad [A Pr.2.20]$$

2.2. Columna Decano

Cuerpo principal

$$W_{arm acero}^{masa} = \frac{66701.08 N}{9.81 m/s^2} = 6799.29 Kg$$

↓ [A Pr.2.2]

$$C_{t carc} = 59563.74 \$ = 44342.64 €$$

↓ base 1979

$$C_{t carc} = 44342.64 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1979}} = 94592.68 €$$

Platos

• Sección de agotamiento

$$T_{agot} = 2.134 m = 7 ft \xrightarrow{\text{Tabla A Pr.2.1}} C_{b1 plato}^{agot} = 297 \$$$

↓ [A Pr.2.4]

$$C_{1 plato}^{agot} = 801.9 \$$$

↓ [A Pr.2.5], $NP_{agot} = 4$

$$C_{platos}^{agot} = 3207.6 \$$$

- *Sección de rectificación*

$$T_{rect} = 1.353 \text{ m} = 4.438 \text{ ft} \approx 5 \text{ ft} \xrightarrow{\text{Tabla APr.2.1}} C_{b1 \text{ plato}}^{rect} = 148 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.4]}$$

$$C_{1 \text{ plato}}^{rect} = 399.6 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.6], } NP_{rect} = 22$$

$$C_{platos}^{rect} = 8791.2 \text{ \$}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.7]:

$$C_{platos} = 11998.8 \text{ \$} = 8932.59 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1987}$$

$$C_{platos} = 8932.59 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1987}} = 14047.17 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$N_{bocas \text{ hombre}} = 5 \xrightarrow{\text{[APr.2.8]}} C_{bocas \text{ hombre}} = 2050000.00 \text{ ptas} = 12320.75 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1997}$$

$$C_{bocas \text{ hombre}} = 12320.75 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 16232.15 \text{ €}$$

Plataformas y barandillas

Plataformas

- *Sección de agotamiento*

$$D_{aisl \text{ agot}} = 2.483 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.11]}$$

$$C_{1 \text{ plataf}}^{agot} = 89218.56 \text{ ptas}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.12], } N_{platafs}^{agot} = 2$$

$$C_{platafs}^{agot} = 178437.12 \text{ ptas}$$

- *Sección de rectificación*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl rect}} &= 1.702 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.11]} \\
 C_{1 \text{ plataf}}^{\text{rect}} &= 69586.18 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.13], } N_{\text{platafs}}^{\text{rect}} = 3 \\
 C_{\text{platafs}}^{\text{rect}} &= 208758.53 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.14]:

$$\begin{aligned}
 C_{\text{platafs}} &= 387195.65 \text{ ptas} = 2327.09 \text{ €} \\
 &\downarrow \text{ base 1997} \\
 C_{\text{platafs}} &= 2327.09 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 3065.86 \text{ €}
 \end{aligned}$$

Barandillas

- *Sección de agotamiento*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl agot}} &= 2.483 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.15]} \\
 C_{1 \text{ bar}}^{\text{agot}} &= 61635.10 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.16], } N_{\text{bars}}^{\text{agot}} = 2 \\
 C_{\text{bars}}^{\text{agot}} &= 123270.21 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

- *Sección de rectificación*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl rect}} &= 1.702 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.15]} \\
 C_{1 \text{ bar}}^{\text{rect}} &= 51206.70 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.17], } N_{\text{bars}}^{\text{rect}} = 3 \\
 C_{\text{bars}}^{\text{rect}} &= 153620.11 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.18]:

$$C_{bars} = 276890.32 \text{ ptas} = 1664.14 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{bars} = 1664.14 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 2192.45 \text{ €}$$

Escaleras

$$H_{esc} = 18.202m \xrightarrow{[APr.2.19]} C_{esc} = 145618.31 \text{ ptas} = 875.18 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{esc} = 875.18 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 1153.02 \text{ €}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global de la columna Decano:

$$[APr.2.20] \Rightarrow C_{col} = 131283.34 \text{ €}$$

2.3. Columnas Tridecano

Cuerpo principal

$$W_{arm\ acero}^{masa} = \frac{6327848.68 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 33419.85 \text{ Kg}$$

↓ [APr.2.2]

$$C_{t\ carc} = 171455.38 \$ = 127641.16 \text{ €}$$

↓ *base 1979*

$$C_{t\ carc} = 127641.16 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1979}} = 272286.88 \text{ €}$$

Platos• *Sección de agotamiento*

$$T_{agot} = 2.870 \text{ m} = 9.417 \text{ ft} \approx 10 \text{ ft} \xrightarrow{\text{Tabla APr.2.1}} C_{b1\ plato}^{agot} = 558 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.4]}$$

$$C_{1\ plato}^{agot} = 1506.6 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.5], } NP_{agot} = 24$$

$$C_{platos}^{agot} = 36158.4 \text{ \$}$$

• *Sección de rectificación*

$$T_{rect} = 2.565 \text{ m} = 8.417 \text{ ft} \approx 9 \text{ ft} \xrightarrow{\text{Tabla APr.2.1}} C_{b1\ plato}^{rect} = 484 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.4]}$$

$$C_{1\ plato}^{rect} = 1306.8 \text{ \$}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.6], } NP_{rect} = 30$$

$$C_{platos}^{rect} = 39204.00 \text{ \$}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.7]:

$$C_{platos} = 75362.40 \text{ \$} = 56104.07 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1987}$$

$$C_{platos} = 56104.07 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1987}} = 88227.89 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$N_{bocas\ hombre} = 7 \xrightarrow{\text{[APr.2.8]}} C_{bocas\ hombre} = 2870000.00 \text{ ptas} = 17249.05 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1997}$$

$$C_{bocas\ hombre} = 17249.05 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 22725.01 \text{ €}$$

Plataformas y barandillas**Plataformas**• *Sección de agotamiento*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl agot}} &= 3.252 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.11]} \\
 C_{1 \text{ plataf}}^{\text{agot}} &= 108546.80 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.12], } N_{\text{platafs}}^{\text{agot}} = 4 \\
 C_{\text{platafs}}^{\text{agot}} &= 434187.19 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

• *Sección de rectificación*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl rect}} &= 2.947 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.11]} \\
 C_{1 \text{ plataf}}^{\text{rect}} &= 100885.38 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.13], } N_{\text{platafs}}^{\text{rect}} = 3 \\
 C_{\text{platafs}}^{\text{rect}} &= 302656.14 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.14]:

$$\begin{aligned}
 C_{\text{platafs}} &= 736843.32 \text{ ptas} = 4428.52 \text{ €} \\
 &\downarrow \text{ base 1997} \\
 C_{\text{platafs}} &= 4428.52 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 5834.41 \text{ €}
 \end{aligned}$$

Barandillas• *Sección de agotamiento*

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aisl agot}} &= 3.252 \text{ m} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.15]} \\
 C_{1 \text{ bar}}^{\text{agot}} &= 71901.95 \text{ ptas} \\
 &\downarrow \text{ [APr.2.16], } N_{\text{bars}}^{\text{agot}} = 4 \\
 C_{\text{bars}}^{\text{agot}} &= 287607.78 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

• *Sección de rectificación*

$$\begin{aligned}
 & D_{\text{aisl rect}} = 2.947 \text{ m} \\
 & \quad \downarrow \text{ [APr.2.15]} \\
 & C_{1 \text{ bar}}^{\text{rect}} = 67832.33 \text{ ptas} \\
 & \quad \downarrow \text{ [APr.2.17], } N_{\text{bars}}^{\text{rect}} = 3 \\
 & C_{\text{bars}}^{\text{rect}} = 203496.98 \text{ ptas}
 \end{aligned}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.18]:

$$\begin{aligned}
 & C_{\text{bars}} = 491104.76 \text{ ptas} = 2951.60 \text{ €} \\
 & \quad \downarrow \text{ base 1997} \\
 & C_{\text{bars}} = 2951.60 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 3888.63 \text{ €}
 \end{aligned}$$

Escaleras

$$\begin{aligned}
 & H_{\text{esc}} = 35.695 \text{ m} \xrightarrow{\text{ [APr.2.19] }} C_{\text{esc}} = 285563.65 \text{ ptas} = 1716.27 \text{ €} \\
 & \quad \downarrow \text{ base 1997} \\
 & C_{\text{esc}} = 1716.27 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 2261.16 \text{ €}
 \end{aligned}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global de una de las columnas Tridecano:

$$\text{ [APr.2.20] } \Rightarrow C_{\text{col}} = 395223.95 \text{ €}$$

2.4. Columna Splitter

Cuerpo principal

$$W_{arm\ acero}^{masa} = \frac{183233.97\ N}{9.81\ m/s^2} = 18678.28\ Kg$$

$$\downarrow \quad [APr.2.2]$$

$$C_{t\ carc} = 113422.97\ \$ = 84438.52\ €$$

$$\downarrow \quad base\ 1979$$

$$C_{t\ carc} = 84438.52\ € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1979}} = 180126.08\ €$$

Platos

• Sección de agotamiento

$$T_{agot} = 2.134\ m = 7\ ft \xrightarrow{Tabla\ APr.2.1} C_{b\ 1\ plato}^{agot} = 297\ \$$$

$$\downarrow \quad [APr.2.4]$$

$$C_{1\ plato}^{agot} = 801.9\ \$$$

$$\downarrow \quad [APr.2.5],\ NP_{agot} = 23$$

$$C_{platos}^{agot} = 18443.7\ \$$$

• Sección de rectificación

$$T_{rect} = 1.981\ m = 6.500\ ft \approx 7\ ft \xrightarrow{Tabla\ APr.2.1} C_{b\ 1\ plato}^{rect} = 297\ \$$$

$$\downarrow \quad [APr.2.4]$$

$$C_{1\ plato}^{rect} = 801.9\ \$$$

$$\downarrow \quad [APr.2.6],\ NP_{rect} = 23$$

$$C_{platos}^{rect} = 18443.7\ \$$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.7]:

$$C_{platos} = 36887.4\ \$ = 27461.08\ €$$

$$\downarrow \quad base\ 1987$$

$$C_{platos} = 27461.08 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1987}} = 43184.63 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$N_{bocas\ hombre} = 7 \xrightarrow{[A\ Pr.2.8]} C_{bocas\ hombre} = 2870000.00 \text{ ptas} = 17249.05 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{bocas\ hombre} = 17249.05 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 22725.01 \text{ €}$$

Plataformas y barandillas

Plataformas

- *Sección de agotamiento*

$$D_{aisl\ agot} = 2.512 \text{ m}$$

↓ [A Pr .2.11]

$$C_{1\ plataf}^{agot} = 89951.90 \text{ ptas}$$

↓ [A Pr .2.12], $N_{platafs}^{agot} = 4$

$$C_{platafs}^{agot} = 359807.59 \text{ ptas}$$

- *Sección de rectificación*

$$D_{aisl\ rect} = 2.359 \text{ m}$$

↓ [A Pr .2.11]

$$C_{1\ plataf}^{rect} = 86121.19 \text{ ptas}$$

↓ [A Pr .2.13], $N_{platafs}^{rect} = 3$

$$C_{platafs}^{rect} = 258363.57 \text{ ptas}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.14]:

$$C_{platafs} = 618171.17 \text{ ptas} = 3715.28 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{platafs} = 3715.28 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 4894.75 \text{ €}$$

Barandillas

- *Sección de agotamiento*

$$D_{aisl\ agot} = 2.512 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.15]}$$

$$C_{1\ bar}^{agot} = 62024.64 \text{ ptas}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.16], } N_{bars}^{agot} = 4$$

$$C_{bars}^{agot} = 248098.56 \text{ ptas}$$

- *Sección de rectificación*

$$D_{aisl\ rect} = 2.359 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.15]}$$

$$C_{1\ bar}^{rect} = 59989.83 \text{ ptas}$$

$$\downarrow \text{ [APr.2.17], } N_{bars}^{rect} = 3$$

$$C_{bars}^{rect} = 179969.49 \text{ ptas}$$

Por último, sustituyendo en [APr.2.18]:

$$C_{bars} = 428068.05 \text{ ptas} = 2572.74 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1997}$$

$$C_{bars} = 2572.74 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 3389.49 \text{ €}$$

Escaleras

$$H_{esc} = 30.703 \text{ m} \xrightarrow{\text{[APr.2.19]}} C_{esc} = 245624.92 \text{ ptas} = 1476.24 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1997}$$

$$C_{esc} = 1476.24 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 1944.89 \text{ €}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global de la columna Splitter

$$[\text{A Pr.2.20}] \Rightarrow C_{col} = 256264.86 \text{ €}$$

3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

3.1.1. Método de estimación de costes

Se hará uso del procedimiento propuesto por G. P. Purhoit (1983) en su artículo “Estimating costs of shell and tubes heat exchangers”. En dicha publicación, para realizar una estimación se relacionan todos los factores con respecto a un intercambiador base, el cual se define mediante las siguientes características:

Parámetro	Intercambiador base
Espesor de tubos	14 BWG
Longitud de tubos	20 ft
Número de pasos por tubos	1 o 2
Presión de diseño del lado coraza	< 150 psig
Presión de diseño del lado tubos	< 150 psig
Material de construcción	Acero al carbono

✓ Como se puede verificar tanto en la Memoria como en los Anexos, todos los intercambiadores de carcasa y tubos proyectados presentan los valores de los parámetros anteriormente expuestos, con la excepción del calderín C-1, con una longitud de los tubos de 16 ft.

Así, según se explica en el artículo, el análisis de costos de equipos a principios de 1982 (año base) permitió la obtención de la siguiente ecuación para obtener un coste del intercambiador base:

$$C_b \text{ (US\$/ft}^2\text{)} = \left\{ \frac{6.6}{1 - \exp\left[\frac{(7 - D_{c(i)})}{27}\right]} \right\} \cdot p \cdot f \cdot r \quad [\text{A Pr.3.1}]$$

siendo:

- $D_{c(i)}$: diámetro interior de la carcasa (para un reboiler tipo Kettle, diámetro interior superior).
- p : multiplicador de costo para diferentes diámetros externos, pitch y disposiciones de tubos:

Multiplicador p		
O.D. x pitch	Arreglo triangular	Arreglo cuadrado
5/8" x 25/32"	0.62	No es común
3/4" x 15/16"	0.80	No es común
3/4" x 1"	0.85	1.0
7/8" x 13/32"	0.87	No es común
1" x 1 1/4"	0.98	1.16
1 1/4" x 1 9/16"	1.23	1.45
1 1/4" x 1 37/64"	1.29	1.49
1 1/2" x 1 7/8"	1.47	1.73
1 1/2" x 1 57/64"	1.56	1.80
1 3/4" x 1 3/16"	1.72	2.03
1 3/4" x 1 13/64"	1.81	2.13
2" x 2 1/2"	1.97	2.32
2" x 2 17/32"	2.08	2.45

Teniendo en cuenta que todos los intercambiadores de carcasa y tubos de la planta se caracterizan por las siguientes propiedades comunes, resulta un valor de "p" de:

$$\left. \begin{array}{l} \circ DO_i = 3/4 \text{ in} \\ \circ p' = 1 \text{ in} \\ \circ \text{Disposición cuadrada} \end{array} \right\} p = 1$$

- f : multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezales anteriores TEMA:

Cabezal TEMA	Multiplicador f
A	1.02-1.03
B	1.0
C	1.06-1.07
D	1.5-1.7
N	1.05

Tanto los intercambiadores líquido-líquido como los calderines poseen cabezales de distribución tipo A. Así,

$$f \approx 1.03$$

- r : multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezales posteriores TEMA:

Cabezal TEMA	Multiplicador r
S	1.0
M	0.80
L	0.83
N	0.85
U	0.90
T	1.05
P	1.04
W	1.02

En este caso, el tipo de cabezal de distribución no es común entre los intercambiadores líquido-líquido y calderines. Así, los primeros presentan un cabezal tipo S, mientras que los segundos tipo T. Por tanto,

$$f_{\text{int } L-L} \approx 1.0$$

$$f_{\text{cald}} \approx 1.05$$

Entonces, sustituyendo en la ecuación [APr.3.1] los valores extraídos de las tablas anteriores, se llega a:

➔ Intercambiadores líquido-líquido:

$$C_b \text{ (US\$ / ft}^2\text{)} = \left\{ \frac{6.6}{1 - \exp\left[\frac{(7 - D_c(i))}{27}\right]} \right\} \cdot 1.03 \cdot 1.0$$

$$\Downarrow$$

$$C_b \text{ (US\$ / ft}^2\text{)} = \left\{ \frac{6.6}{1 - \exp\left[\frac{(7 - D_{c(i)})}{27}\right]} \right\} \cdot 1.03 \quad [\text{A Pr.3.2}]$$

→ Calderines:

$$C_b \text{ (US\$ / ft}^2\text{)} = \left\{ \frac{6.6}{1 - \exp\left[\frac{(7 - D_{c(i)})}{27}\right]} \right\} \cdot 1.1 \cdot 0.3 \cdot 1.05$$

$$\Downarrow$$

$$C_b \text{ (US\$ / ft}^2\text{)} = \left\{ \frac{6.6}{1 - \exp\left[\frac{(7 - D_{c(i)})}{27}\right]} \right\} \cdot 1.08 \quad [\text{A Pr.3.3}]$$

Para intercambiadores con características diferentes a las del intercambiador base, se deben efectuar correcciones a fin de obtener un precio representativo. El costo corregido C puede calcularse a partir del costo base C_b según (únicamente se muestran los parámetros de influencia):

$$C \text{ (US\$)} = C_b \text{ (US\$ / ft}^2\text{)} \cdot (1 + C_s + C_L) \cdot A_{transf} \text{ (ft}^2\text{)} \quad [\text{A Pr.3.4}]$$

siendo:

- A_{transf} : área total de transferencia de los tubos.
- C_s : factor de corrección por tipo de carcasa:

Coraza TEMA	Cs
E	0
J	0
X	0
G	0.05-0.1
H	0.1-0.15
F	0.15-0.2
K	0.25-0.35

De la misma forma que ocurría con los cabezales de distribución, el tipo de carcasa tampoco es común entre los intercambiadores líquido-líquido y calderines. Así, los primeros presentan una carcasa tipo E, mientras que los segundos tipo K. Por tanto,

$$C_{s \text{ int } L-L} \approx 0$$

$$C_{s \text{ cald}} \approx 0.30$$

• C_L : factor de corrección por longitud de tubos. Como se comentó en el inicio del presente apartado, sólo se ha de aplicar esta corrección al calderín C-1 ($L_t = 16 \text{ ft}$):

$$C_L = \left(1 - \frac{L_t}{20}\right) \cdot \left\{ 1.5 - \left[0.002083 \cdot \frac{(D_{c(i)} - 12)}{\left(1 - \frac{L_t}{20}\right)} \right] \right\} \quad [\text{APr.3.5}]$$

Finalmente, sustituyendo en la ecuación [APr.3.4] los factores de corrección previamente determinados, se llega a:

→ Intercambiadores líquido-líquido:

$$C (\text{US\$}) = C_b (\text{US\$} / \text{ft}^2) \cdot (1 + 0 + 0) \cdot A_{\text{transf}} (\text{ft}^2)$$

↓

$$C (\text{US\$}) = C_b (\text{US\$} / \text{ft}^2) \cdot A_{\text{transf}} (\text{ft}^2) \quad [\text{APr.3.6}]$$

→ Calderines:

$$C (\text{US\$}) = C_b (\text{US\$} / \text{ft}^2) \cdot (1 + 0.30 + 0^*) \cdot A_{\text{transf}} (\text{ft}^2)$$

↓

$$C (\text{US\$}) = 1.30 \cdot C_b (\text{US\$} / \text{ft}^2) \cdot A_{\text{transf}} (\text{ft}^2) \quad [\text{APr.3.7}]$$

* En el caso excepcional del calderín C-1:

$$C (\text{US\$}) = (1.30 + C_L) \cdot C_b (\text{US\$} / \text{ft}^2) \cdot A_{\text{transf}} (\text{ft}^2) \quad [\text{APr.3.8}]$$

viniendo dado C_L por [APr.3.5].

3.1.2. Cambiador ICA/D-4

$$D_{c(i)} = 19.25 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.2}]$$

$$C_b = 18.64 \text{ US\$} / \text{ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{\text{transf}} = 80.26 \text{ m}^2 = 863.94 \text{ ft}^2$$

$$C = 16102.50 \text{ US\$} = 11987.62 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{base 1982}$$

$$C = 11987.62 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1982}} = 19439.80 \text{ €}$$

3.1.3. Cambiador ICA/RD-4

$$D_{c(i)} = 15.25 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.2}]$$

$$C_b = 25.82 \text{ US\$} / \text{ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{\text{transf}} = 45.24 \text{ m}^2 = 486.95 \text{ ft}^2$$

$$C = 12572.88 \text{ US\$} = 9359.97 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{base 1982}$$

$$C = 9359.97 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1982}} = 15178.65 \text{ €}$$

3.1.4. Calentador ICA/O

$$D_{c(i)} = 15.25 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.2}]$$

$$C_b = 25.82 \text{ US\$} / \text{ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{\text{transf}} = 45.24 \text{ m}^2 = 486.95 \text{ ft}^2$$

$$C = 12572.88 \text{ US\$} = 9359.97 \text{ €}$$

$$\begin{array}{c} \downarrow \text{base 1982} \\ C = 9359.97 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1982}} = 15178.65 \text{ €} \end{array}$$

3.1.5. Enfriador ICW/D-1

$$\begin{array}{c} D_{c(i)} = 10 \text{ in} \\ \Downarrow [\text{APr.3.2}] \\ C_b = 64.64 \text{ US\$} / \text{ft}^2 \\ \Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{transf} = 18.97 \text{ m}^2 = 204.20 \text{ ft}^2 \\ C = 13200.52 \text{ US\$} = 9827.22 \text{ €} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \downarrow \text{base 1982} \\ C = 9827.22 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1982}} = 15936.37 \text{ €} \end{array}$$

3.1.6. Enfriador ICW/D-4

$$\begin{array}{c} D_{c(i)} = 13.25 \text{ in} \\ \Downarrow [\text{APr.3.2}] \\ C_b = 32.90 \text{ US\$} / \text{ft}^2 \\ \Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{transf} = 32.83 \text{ m}^2 = 353.43 \text{ ft}^2 \\ C = 11626.89 \text{ US\$} = 8655.72 \text{ €} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \downarrow \text{base 1982} \\ C = 8655.72 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1982}} = 14036.60 \text{ €} \end{array}$$

3.1.7. Enfriador ICW/RD-4

$$D_{c(i)} = 10 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.2}]$$

$$C_b = 64.64 \text{ US\$/ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.6}], A_{\text{transf}} = 18.97 \text{ m}^2 = 204.20 \text{ ft}^2$$

$$C = 13200.52 \text{ US\$} = 9827.22 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{base 1982}$$

$$C = 9827.22 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1982}} = 15936.37 \text{ €}$$

3.1.8. Calderín C-1

$$D_{c(i)} = 21.25 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.3}]$$

$$C_b = 17.41 \text{ US\$/ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.8}], A_{\text{transf}} = 26.27 \text{ m}^2 = 282.74 \text{ ft}^2$$

$$(L_t = 16 \text{ ft} \xrightarrow{[\text{APr.3.5}]} C_L = 0.28)$$

$$C = 7779.41 \text{ US\$} = 5791.44 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{base 1982}$$

$$C = 5791.44 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1982}} = 9391.72 \text{ €}$$

3.1.9. Calderines C-2 y C-3

$$D_{c(i)} = 51 \text{ in}$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.3}]$$

$$C_b = 8.88 \text{ US\$/ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{APr.3.7}], A_{\text{transf}} = 233.49 \text{ m}^2 = 2513.27 \text{ ft}^2$$

$$C = 29006.73 \text{ US\$} = 21594.26 \text{ €}$$

↓ *base 1982*

$$C = 21594.26 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1982}} = 35018.47 \text{ €}$$

3.1.8. Calderín C-4

$$D_{c(i)} = 53 \text{ in}$$

↓ [A Pr.3.3]

$$C_b = 8.73 \text{ US\$} / \text{ft}^2$$

↓ [A Pr.3.7], $A_{transf} = 261.95 \text{ m}^2 = 2819.58 \text{ ft}^2$

$$C = 31985.21 \text{ US\$} = 23811.61 \text{ €}$$

↓ *base 1982*

$$C = 23811.61 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1982}} = 38614.24 \text{ €}$$

3.2. Aerorrefrigerantes

3.2.1. Método de estimación de costes

El coste de los aerorrefrigerantes vendrá dado por la siguiente expresión (Baasel, 1990):

$$C (\$) = 137 \cdot \left(\frac{A_{transf}}{15.50} \right)^{0.8} \cdot (F_P + F_L + F_M), \text{ base 1968} \quad [\text{A Pr.3.9}]$$

	Included
	Tube bundle
	Fan and motor
Basis of chart	Casing, structure
Carbon steel tubes	Stairways, steel
Motor drive	Field erection
Individual construction	Subcontractor indirects
Time base	
Mid-1968	

siendo:

- A_{transf} (ft^2): área total de transferencia de los tubos aleteados.

- F_p : factor de corrección por presión:

$$P_D < 150psi \xrightarrow{\text{Tabla APr.3.1}} F_p = 1.00$$

- F_L : factor de corrección por longitud de tubos:

$$L_t = 30 ft \xrightarrow{\text{Tabla APr.3.1}} F_L = 0.15$$

- F_M : factor de corrección por material:

$$\text{Acero al carbono} \xrightarrow{\text{Tabla APr.3.1}} F_M = 0.00$$

Pressure Rating, Psi.	F_p	Tube Length, Ft.	F_L	Tube Material	F_M
150	1.00	16	0.00*	Carbon steel	0.00*
250	1.05	20	0.05	Aluminum	0.50
500	1.10	24	0.10	Stainless	1.85
1,000	1.15	30	0.15	Monel	2.20

TABLA APr.3.1: Factores de corrección del coste base de los aerorrefrigerantes

Aplicando estos factores correctivos, comunes a todos los aerorrefrigerantes de la planta, a la expresión [APr.3.9]:

$$C (\$) = 137 \cdot \left(\frac{A_{transf}}{15.50} \right)^{0.8} \cdot (1 + 0.15 + 0)$$

↓

$$C (\$) = 137 \cdot \left(\frac{A_{transf}}{15.50} \right)^{0.8} \cdot 1.15 \quad [\text{APr.3.10}]$$

3.2.2. Aerorrefrigerante AE-1

$$A_{transf} = 313.74 m^2 = 3377.02 ft^2$$

↓ [APr.3.10]

$$C = 11694.46 US\$ = 8706.03 €$$

↓ base 1968

$$C = 8706.03 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 39023.84 \text{ €}$$

3.2.3. Aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3

$$A_{transf} = 366.76 \text{ m}^2 = 3947.79 \text{ ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{A Pr. 3.10}]$$

$$C = 13250.62 \text{ US\$} = 9864.52 \text{ €}$$

$$\Downarrow \text{ base 1968}$$

$$C = 9864.52 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 44216.65 \text{ €}$$

3.2.3. Aerorrefrigerante AE-4

$$A_{transf} = 260.71 \text{ m}^2 = 2806.26 \text{ ft}^2$$

$$\Downarrow [\text{A Pr. 3.10}]$$

$$C = 10084.52 \text{ US\$} = 7507.49 \text{ €}$$

$$\Downarrow \text{ base 1968}$$

$$C = 7507.49 \text{ €} \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 33651.54 \text{ €}$$

4. ACUMULADORES DE REFLUJO

4.1. Método de estimación de costes

La estimación del coste de los acumuladores de reflujo será realizado a partir de los costes asociados al cuerpo principal y a las bocas de inspección:

Cuerpo principal (base 1979)

Para el cálculo del coste del cuerpo principal, que incluye carcasa, soportes y tubuladuras, se empleará la siguiente expresión (Mulet, A. y col., 1981):

$$C_{t \text{ carc}} (\$) = \exp \left[8.114 - 0.16449 \cdot \ln(W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}) + 0.04333 \cdot (\ln W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}})^2 \right] \quad [\text{APr.4.1}]$$

donde $W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}$ (Kg), masa de la carcasa del tanque, se puede obtener fácilmente a partir del peso del mismo, calculado para los distintos acumuladores en el capítulo 4 del Anexo II. Comentar que esta expresión es adecuada para recipientes horizontales a presión de acero al carbono con fondos elípticos 2:1 (se pueden asemejar a los toriesféricos).

Bocas de hombre (base 1997)

La boca de inspección colocada en cada uno de los botellones de reflujo se caracteriza por un diámetro de 20 in; tomando como precio aproximado de la misma un valor de 360000 ptas (Fernández Cañas, 1998):

$$C_{\text{boca hombre}} = 360000 \text{ ptas} = 2163.64 \text{ €}$$

Por último, el coste total de cada acumulador será estimado como la suma de los costes individuales analizados, es decir,

$$C_{\text{ARF}} = C_{t \text{ carc}} + C_{\text{boca hombre}} \quad [\text{APr.4.2}]$$

4.2. Acumulador de reflujo ARF-1**Cuerpo principal**

$$W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}} = \frac{14483.94 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 1476.45 \text{ Kg}$$

↓ [APr.4.2]

$$C_{t \text{ carc}} = 10107.76 \$ = 7524.79 \text{ €}$$

↓ base 1979

$$C_{t \text{ carc}} = 7524.79 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1979}} = 16052.05 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$C_{\text{boca hombre}} = 2163.64 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{t \text{ carc}} = 2163.64 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 2850.52 \text{ €}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global del acumulador ARF-1:

$$[\text{APr.4.2}] \Rightarrow C_{\text{ARF}} = 18902.58 \text{ €}$$

4.3. Acumuladores de reflujo ARF-2 y ARF-3

Cuerpo principal

$$W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}} = \frac{56741.94 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 5784.09 \text{ Kg}$$

↓ [APr.4.2]

$$C_{t \text{ carc}} = 20759.43 \$ = 15454.51 \text{ €}$$

↓ *base 1979*

$$C_{t \text{ carc}} = 15454.51 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1979}} = 32967089 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$C_{\text{boca hombre}} = 2163.64 \text{ €}$$

↓ *base 1997*

$$C_{t \text{ carc}} = 2163.64 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 2850.52 \text{ €}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global de los acumuladores ARF-2 y ARF-3:

$$[A \text{ Pr. 4.2}] \Rightarrow C_{ARF} = 35818.41 \text{ €}$$

4.4. Acumulador de reflujo ARF-4

Cuerpo principal

$$W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}} = \frac{37832.98 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 3856.57 \text{ Kg}$$

↓ [A Pr. 4.2]

$$C_{t \text{ carc}} = 16485.81 \text{ \$} = 12272.98 \text{ €}$$

↓ base 1979

$$C_{t \text{ carc}} = 12272.98 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1979}} = 26180.98 \text{ €}$$

Bocas de hombre

$$C_{\text{boca hombre}} = 2163.64 \text{ €}$$

↓ base 1997

$$C_{t \text{ carc}} = 2163.64 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1997}} = 2850.52 \text{ €}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global del acumulador ARF-4:

$$[A \text{ Pr. 4.2}] \Rightarrow C_{ARF} = 29031.50 \text{ €}$$

5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO

5.1. Método de estimación de costes

La estimación del coste de los tanques de almacenamiento será realizada a partir de los costes asociados al cuerpo principal y a accesorios tales como bocas de inspección, barandillas y escaleras (la plataforma es el mismo techo del tanque):

Cuerpo principal (base 1997)

Para el cálculo del coste del cuerpo principal, que incluye toda la chapa metálica del tanque, se empleará la siguiente expresión (Fernández Cañas, 1998):

$$C_{t\text{ carc}} \text{ (millones ptas)} = 0.80741 \cdot (W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}})^{0.75} \quad [\text{APr.5.1}]$$

donde $W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}}$ (Ton), masa de la carcasa del tanque, se puede obtener fácilmente de manera sobredimensionada a partir de las ecuaciones adjuntas (no ha sido necesario su cálculo en el Anexo II):

- ✦ Para volúmenes de tanque inferiores a 1500 m³ (DAD-1 y DARD-4):

$$W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}} = 2.93 \cdot H_{DA} + 0.14 \cdot (D_{o\ DA})^2 - 0.28 \cdot D_{o\ DA} - 7.9 \quad [\text{APr.5.2}]$$

- ✦ Para volúmenes de tanque superiores a 1500 m³ (DAD-4):

$$W_{\text{arm acero}}^{\text{masa}} = 2.74 \cdot H_{DA} + 0.26 \cdot (D_{o\ DA})^2 - 0.84 \cdot D_{o\ DA} - 14.12 \quad [\text{APr.5.3}]$$

Comentar que la expresión [APr.5.1] ha sido obtenida para tanques de almacenamiento de acero al carbono SA-283 Gr. C con techo cónico regidos por la norma de fabricación API 650, características totalmente coincidentes con las de los depósitos proyectados.

Bocas de hombre (base 1997)

Todas las bocas de inspección de los depósitos se caracterizan por un diámetro de 20 in. Tomando como precio aproximado de las mismas un valor de 360000 ptas (Fernández Cañas, 1998), el coste total de las aberturas de inspección de tanque de almacenamiento será función del número de aquéllas presentes en éste, que, en todos los casos, será dos. Por tanto:

$$C_{\text{bocas hombre}} = 2 \cdot 360000 \text{ ptas} = 720000 \text{ ptas}$$

Escaleras (base 1997)

Considerando como coste de una escalera helicoidal 80000 ptas/m lineal (Fernández Cañas, 1998), se puede calcular su precio total como:

$$C_{esc} \text{ (ptas)} = L_{esc} \text{ (m)} \cdot 80000 \text{ ptas / m} \quad [\text{APr.5.4}]$$

donde L_{esc} , la longitud de la escalera de la escalera, será determinado mediante:

$$L_{esc} = H_{carc} + t_{DA} + 0.4 \cdot \pi \cdot D_{o DA} \quad [\text{APr.5.5.}]$$

Barandillas (base 1997)

Tomando como precio aproximado de las barandillas un valor de 8500 ptas/m lineal (Fernández Cañas, 1998), el coste total de éstas será función tanto del perímetro circunferencial del tanque en el que se encuentran como de la longitud de las escaleras helicoidales de dicho tanque, o lo que es lo mismo:

$$C_{bars} \text{ (ptas)} = (\pi \cdot D_{o DA} + L_{esc}) \cdot 8500 \text{ ptas / m} \quad [\text{APr.5.6}]$$

Por último, se calculará el coste total de cada tanque como la suma de los costes individuales analizados, es decir,

$$C_{DA} = C_{t carc} + C_{bocas hombre} + C_{bars} + C_{esc} \quad [\text{APr.5.7}]$$

5.2. Tanque de almacenamiento DAD-1**Cuerpo principal**

$$H_{DA} = 10.144 \text{ m}, D_{o DA} = 9.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \quad [\text{APr.5.2}]$$

$$W_{arm acero}^{masa} = 30.685 \text{ Ton}$$

$$\downarrow \quad [\text{APr.5.1}]$$

$$C_{t carc} = 10.527 \text{ millones ptas}$$

Bocas de hombre

$$C_{bocas hombre} = 720000 \text{ ptas}$$

Escaleras

$$H_{carc} = 9 \text{ m}, t_{DA} = 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}, D_{o DA} = 9.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.5.5]}$$

$$L_{esc} = 20.343 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.5.4]}$$

$$C_{esc} = 1627455.80 \text{ ptas}$$

Barandillas

$$L_{esc} = 20.343 \text{ m}, D_{o DA} = 9.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.5.6]}$$

$$C_{bars} = 413757.83 \text{ ptas}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global del tanque de almacenamiento DAD-1:

$$\text{[APr.5.7]} \Rightarrow C_{DA} = 13287773.83 \text{ ptas} = 79861.3 \text{ €}$$

$$\downarrow \text{ base 1997}$$

$$C_{DA} = 79861.3 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 105214.20 \text{ €}$$

5.3. Tanque de almacenamiento DAD-4**Cuerpo principal**

$$H_{DA} = 14.982 \text{ m}, D_{o DA} = 18.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [APr.5.3]}$$

$$W_{arm acero}^{masa} = 96.212 \text{ Ton}$$

$$\downarrow \text{ [APr.5.1]}$$

$$C_{t carc} = 24.804 \text{ millones ptas}$$

Bocas de hombre

$$C_{bocas\ hombre} = 720000\ ptas$$

Escaleras

$$H_{carc} = 14.4\ m, t_{DA} = 9.5 \cdot 10^{-3}\ m, D_{o\ DA} = 18.019\ m$$

$$\downarrow [A\ Pr.5.5]$$

$$L_{esc} = 37.053\ m$$

$$\downarrow [A\ Pr.5.4]$$

$$C_{esc} = 2964234.48\ ptas$$

Barandillas

$$L_{esc} = 37.053\ m, D_{o\ DA} = 18.019\ m$$

$$\downarrow [A\ Pr.5.6]$$

$$C_{bars} = 796122.29\ ptas$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global del tanque de almacenamiento DAD-4:

$$[A\ Pr.5.7] \Rightarrow C_{DA} = 29284003.62\ ptas = 176000.41\ €$$

$$\downarrow\ base\ 1997$$

$$C_{DA} = 176000.41\ € \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 231874.27\ €$$

5.4. Tanque de almacenamiento DARD-4**Cuerpo principal**

$$H_{DA} = 11.019\ m, D_{o\ DA} = 12.019\ m$$

$$\downarrow [A\ Pr.5.2]$$

$$W_{arm\ acero}^{masa} = 41.245 \text{ Ton}$$

$$\downarrow \quad [A\ Pr.5.1]$$

$$C_{t\ carc} = 13.141 \text{ millones ptas}$$

Bocas de hombre

$$C_{bocas\ hombre} = 720000 \text{ ptas}$$

Escaleras

$$H_{carc} = 9 \text{ m}, t_{DA} = 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}, D_{o\ DA} = 12.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \quad [A\ Pr.5.5]$$

$$L_{esc} = 24.113 \text{ m}$$

$$\downarrow \quad [A\ Pr.5.4]$$

$$C_{esc} = 1929048.69 \text{ ptas}$$

Barandillas

$$L_{esc} = 24.113 \text{ m}, D_{o\ DA} = 12.019 \text{ m}$$

$$\downarrow \quad [A\ Pr.5.6]$$

$$C_{bars} = 525912.58 \text{ ptas}$$

Ahora sí, se está en disposición de estimar el coste global del tanque de almacenamiento DARD-4:

$$[A\ Pr.5.7] \Rightarrow C_{DA} = 16315675.85 \text{ ptas} = 98059.19 \text{ €}$$

$$\downarrow \quad \text{base 1997}$$

$$C_{DA} = 98059.19 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1997}} = 129189.49 \text{ €}$$

6. BOMBAS DE IMPULSIÓN

6.1. Método de estimación de costes

El coste de las bombas vendrá dado por la siguiente expresión (Baasel, 1990):

$$C (\$) = C_b (\$) \cdot F_M \cdot F_O \quad [\text{APr.6.1}]$$

Time base Mid-1968	Included Pumping unit Driver and coupling Base plate
-------------------------------	---

siendo:

- $C_b (\$)$: coste base de la bomba. Su valor depende del producto del caudal volumétrico a impulsar (Q) en gpm y la carga a suministrar ($P_{\text{útil}}$) en psi, según muestra la figura inferior. La carga será calculada a partir de $H_{\text{útil}}$ mediante la siguiente expresión:

$$P_{\text{útil}} = H_{\text{útil}} \cdot g \cdot \rho \quad [\text{APr.6.2}]$$

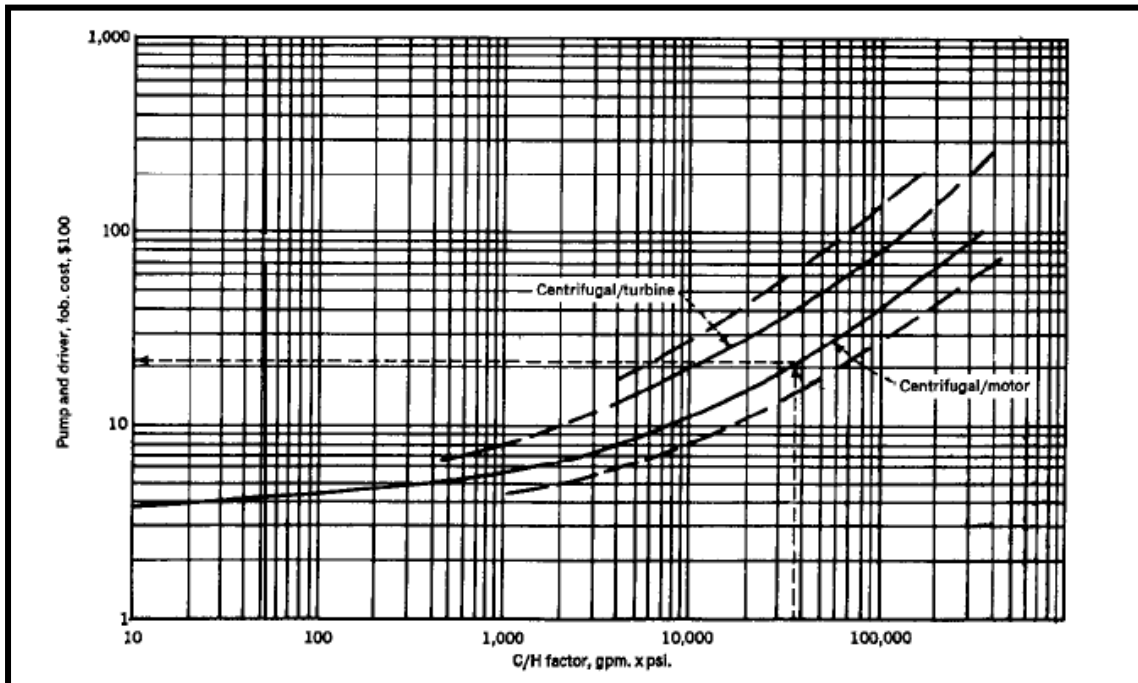


FIG. APr.6.1: Coste base de las bombas de impulsión

- F_M : factor de corrección por material:

$$\text{Fundición} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_M = 1.00$$

- F_O : factor de corrección por condiciones de operación: las bombas trabajarán a una presión inferior a 150 psi y a temperaturas, según el caso, inferiores a 550 °C ó a 850 °C.

Adjustment factors					
Material	F_M	Operating Limits	Max. value		
Cast iron	1.00	Suction pressure, psig.	150	500	1,000
Bronze	1.28	System temperature, °F.	250	550	850
Cast steel	1.32				
Stainless	1.93	Factor F_O	1.0	1.5	1.9
Carpenter 20	2.10				
Worthite	2.44				
Hastelloy C	2.89				
Monel	3.23				
Nickel	3.48				
Titanium	8.98				

TABLA APr.6.1: Factores de corrección del coste base de las bombas de impulsión

Por consiguiente, de manera general, se empleará la ecuación que resulta de la sustitución de F_M en [APr.6.1]:

$$C (\$) = C_b (\$) \cdot F_O \quad [\text{APr.6.3}]$$

6.2. Bomba BA

- C_b :

$$\circ Q = 80 \text{ m}^3 / \text{h} = 352.23 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 49.33 \text{ m} \\ \circ \rho = 630.3 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 44.25 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 15587 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 1300 \$$$

- F_O :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_O = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_O calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1950 \$ = 1451.69 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 1451.69 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 6507.05 €$$

6.3. Bomba BRF-1

• C_b :

$$\circ Q = 20 \text{ m}^3 / \text{h} = 88.06 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 24.21 \text{ m} \\ \circ \rho = 557.1 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 19.20 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 1690 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 650 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 975 \$ = 725.85 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 725.85 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 3253.53 €$$

6.4. Bomba BD-1

• C_b :

$$\circ Q = 2 \text{ m}^3 / \text{h} = 8.81 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 1 \text{ m} \\ \circ \rho = 557.1 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 0.72 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 6 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 390 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ F < T < 550^\circ F \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 585 \$ = 435.51 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 435.51 € \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 1952.12 €$$

6.5. Bomba BRD-12

• C_b :

$$\circ Q = 45 \text{ m}^3 / \text{h} = 198.13 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 24.30 \text{ m} \\ \circ \rho = 550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 19.05 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 3774 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 780 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ F < T < 550^\circ F \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1170 \$ = 871.01 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 871.01 € \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 3904.23 €$$

6.6. Bomba BRF-2 (BRF-3)

• C_b :

$$\circ Q = 66 \text{ m}^3 / \text{h} = 290.59 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 42.38 \text{ m} \\ \circ \rho = 550.89 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 33.23 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 9655 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 1050 \text{ \$}$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1575 \text{ \$} = 1172.52 \text{ €}$$

↓ base 1968

$$C = 1172.52 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 5255.70 \text{ €}$$

6.7. Bomba BD-2

• C_b :

$$\circ Q = 37 \text{ m}^3 / \text{h} = 162.91 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 20.43 \text{ m} \\ \circ \rho = 550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 16.02 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 2609 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 700 \text{ \$}$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1050 \$ = 781.68 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 781.68 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 3503.80 €$$

6.8. Bomba BRD-2

• C_b :

$$\circ Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h} = 39.63 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 26.31 \text{ m} \\ \circ \rho = 534.4 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 20.01 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 793 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 520 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 550^\circ \text{ F} < T < 850^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.9$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 988 \$ = 735.52 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 735.52 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 3296.91 €$$

6.9. Bomba BRD-13

• C_b :

$$\circ Q = 45 \text{ m}^3 / \text{h} = 198.13 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 24.41 \text{ m} \\ \circ \rho = 550.88 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 19.14 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 3792 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 780 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ F < T < 550^\circ F \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1170 \$ = 871.01 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 871.01 € \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 3904.23 €$$

6.10. Bomba BD-3

• C_b :

$$\left. \begin{array}{l} \circ Q = 37 \text{ m}^3 / \text{h} = 162.91 \text{ gpm} \\ \circ H_{\text{útil}} = 20.35 \text{ m} \\ \circ \rho = 550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 15.96 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 2599 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 700 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ F < T < 550^\circ F \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1050 \$ = 781.68 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 781.68 € \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 3503.80 €$$

6.11. Bomba BRD-3

• C_b :

$$\circ Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h} = 39.63 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 25.58 \text{ m} \\ \circ \rho = 534.4 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 19.45 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 771 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 500 \text{ \$}$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 550^\circ \text{ F} < T < 850^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.9$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 950 \text{ \$} = 707.23 \text{ €}$$

↓ base 1968

$$C = 707.23 \text{ €} \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 3170.10 \text{ €}$$

6.12. Bomba BRF-4

• C_b :

$$\circ Q = 54 \text{ m}^3 / \text{h} = 237.75 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 38.67 \text{ m} \\ \circ \rho = 535.8 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 29.49 \text{ psi}$$

↓

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 7012 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 1000 \text{ \$}$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 1500 \$ = 1116.69 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 1116.69 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 5005.42 €$$

6.13. Bomba BD-4

• C_b :

$$\circ Q = 13 \text{ m}^3 / \text{h} = 57.24 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 3.73 \text{ m} \\ \circ \rho = 535.8 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 2.85 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 163 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 450 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 250^\circ \text{ F} < T < 550^\circ \text{ F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.5$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 675 \$ = 502.51 €$$

$$\downarrow \text{base 1968}$$

$$C = 502.51 € \frac{CEPCI_{actual}}{CEPCI_{1968}} = 2252.44 €$$

6.14. Bomba BRD-4

• C_b :

$$\circ Q = 4 \text{ m}^3 / \text{h} = 17.61 \text{ gpm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ H_{\text{útil}} = 9.03 \text{ m} \\ \circ \rho = 526.5 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{APr.6.2}]} P_{\text{útil}} = 6.77 \text{ psi}$$

$$\downarrow$$

$$Q \cdot P_{\text{útil}} = 119 \text{ gpm} \cdot \text{psi} \xrightarrow{\text{Fig. APr.6.1}} C_b = 420 \$$$

• F_o :

$$\left. \begin{array}{l} \circ P < 150 \text{ psi} \\ \circ 550^\circ F < T < 850^\circ F \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla APr.6.1}} F_o = 1.9$$

Sustituyendo los valores de C_b y F_o calculados en la ecuación [APr.6.3]:

$$C = 798 \$ = 594.08 \text{ €}$$

↓ *base 1968*

$$C = 594.08 \text{ €} \cdot \frac{CEPCI_{\text{actual}}}{CEPCI_{1968}} = 2662.89 \text{ €}$$

DOCUMENTO BÁSICO:

PLANOS

ÍNDICE DE LOS PLANOS

PLANO N° 1: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN I

PLANO N° 2: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN II

PLANO N° 3: DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN III

PLANO N° 4: VISTA EN PLANTA DE LA UNIDAD. DISTANCIAS ENTRE EQUIPOS

PLANO N° 5: REPRESENTACIÓN ISOMÉTRICA DEL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA UNIDAD

PLANO N° 6: COLUMNA DE RECTIFICACIÓN DECANO CD-1

PLANO N° 7: PLATOS PERFORADOS DE LAS COLUMNAS DE DESTILACIÓN

PLANO N° 8: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-1

PLANO N° 9: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-1

PLANO N° 10: COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN TRIDECANO CD-2 Y CD-3

PLANO N° 11: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-2 Y CD-3

PLANO N° 12: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-2 Y CD-3

PLANO N° 13: COLUMNA DE RECTIFICACIÓN SPLITTER CD-4

PLANO N° 14: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-4

PLANO N° 15: FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-4

PLANO N° 16: ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-1

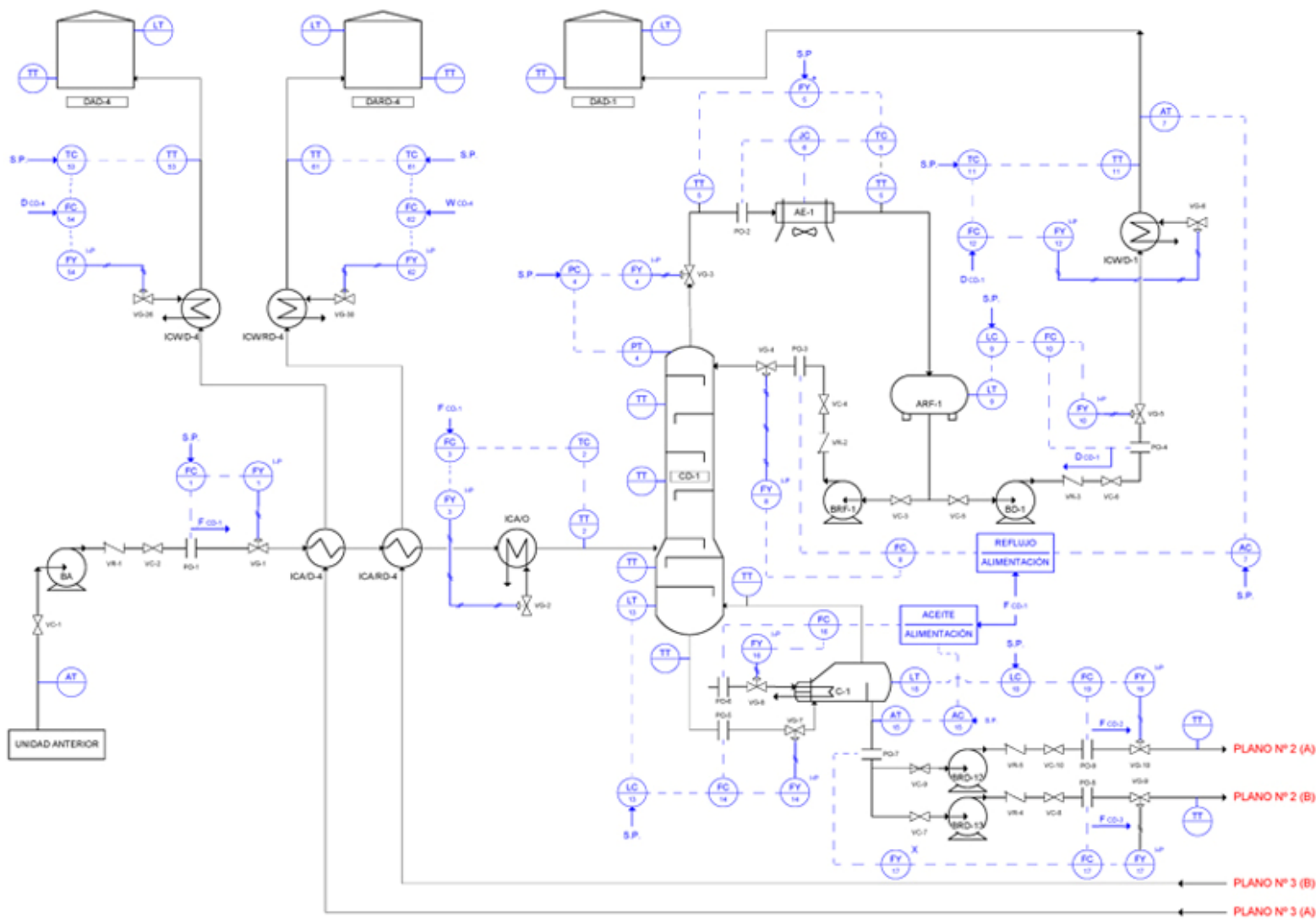
PLANO N° 17: ACUMULADORES DE REFLUJO ARF-2 Y ARF-3

PLANO N° 18: ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-4

PLANO N° 19: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-1

PLANO N° 20: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-4

PLANO N° 21: DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DARD-4



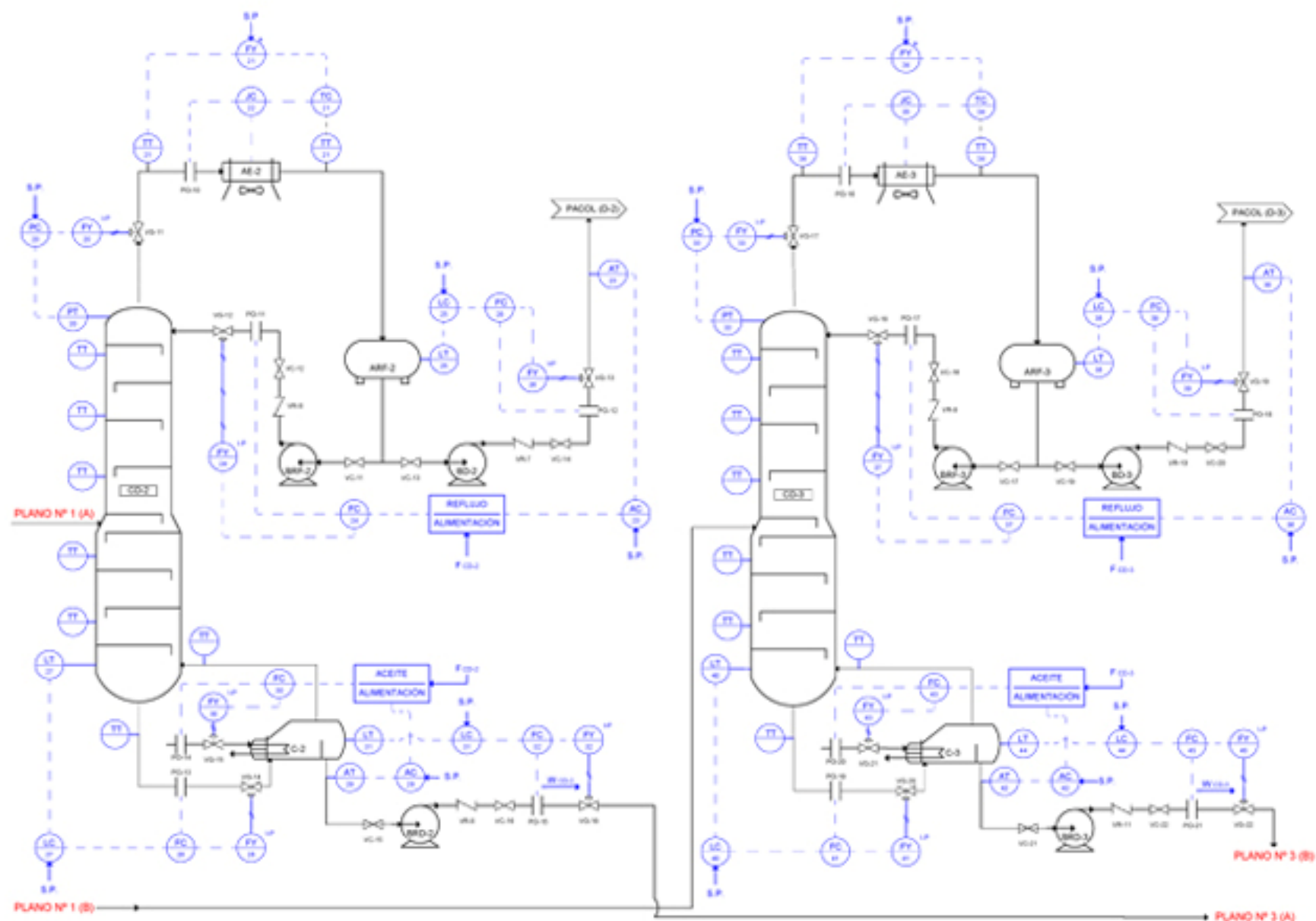
REPRESENTACIÓN DE LAS LÍNEAS DE TRANSMISIÓN Y DE TUBERÍAS

- CONEXIÓN DEL PROCESO
- TRANSMISIÓN DE SERIAL ELECTRICA
- TRANSMISIÓN DE SERIAL NEUMÁTICA
- LÍNEA DE TUBERÍA

NOTAS GENERALES

- 1- NOMENCLATURA SEGUN NORMA ISA
- 2- LA SIMBOLOGIA DE LOS ACCESORIOS SE MUESTRA EN EL PLANO Nº 5

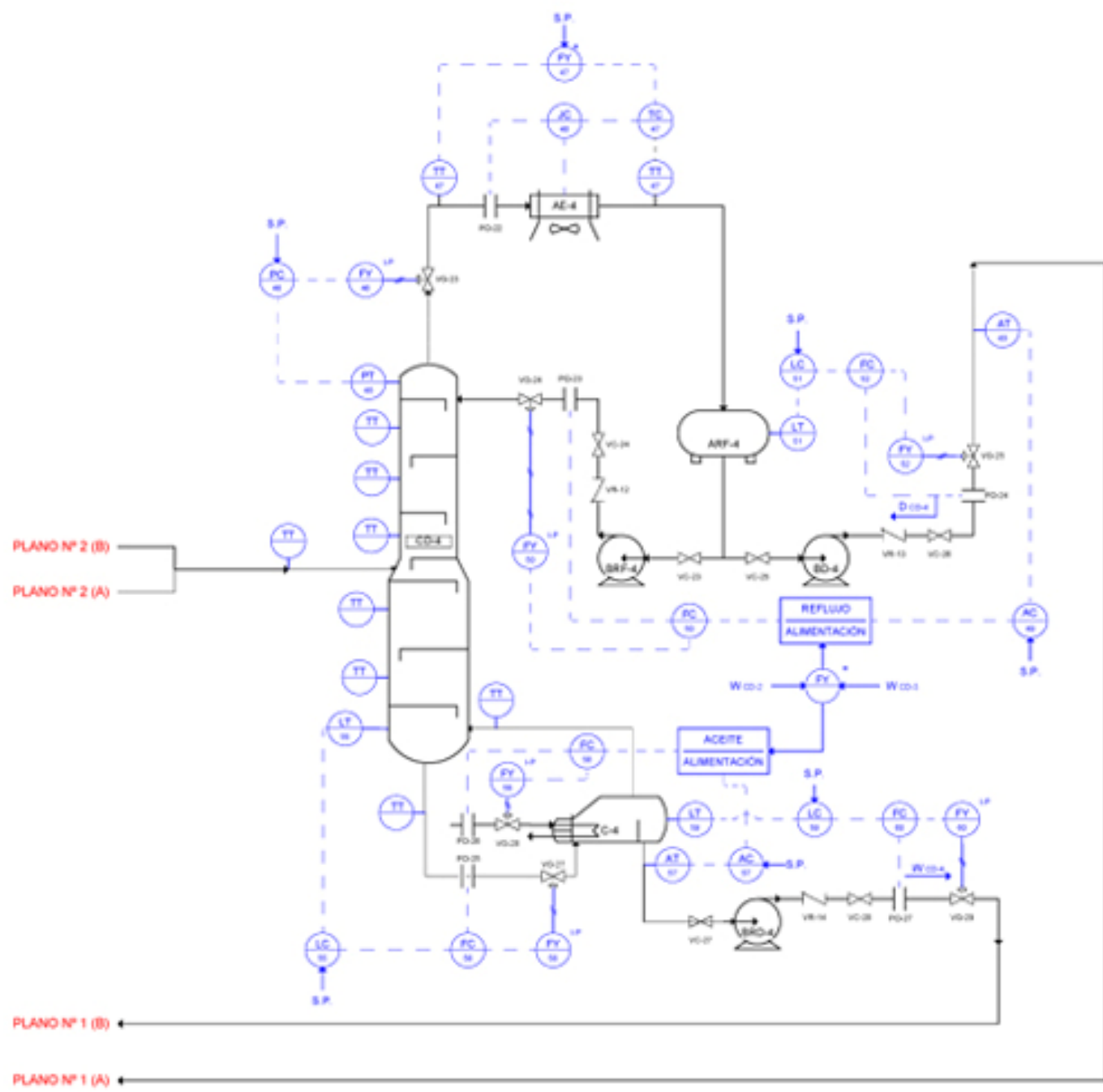
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO Nº: 1	DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN I
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: S/E	



NOTAS GENERALES

- 1- NOMENCLATURA SEGUN NORMA ISA
- 2- LA SIMBOLIA DE LOS ACCESORIOS SE MUESTRA EN EL PLANO Nº 3
- 3- LA REPRESENTACION DE LAS LINEAS DE TRANSMISION Y DE TUBERIAS SE MUESTRA EN EL PLANO Nº 1

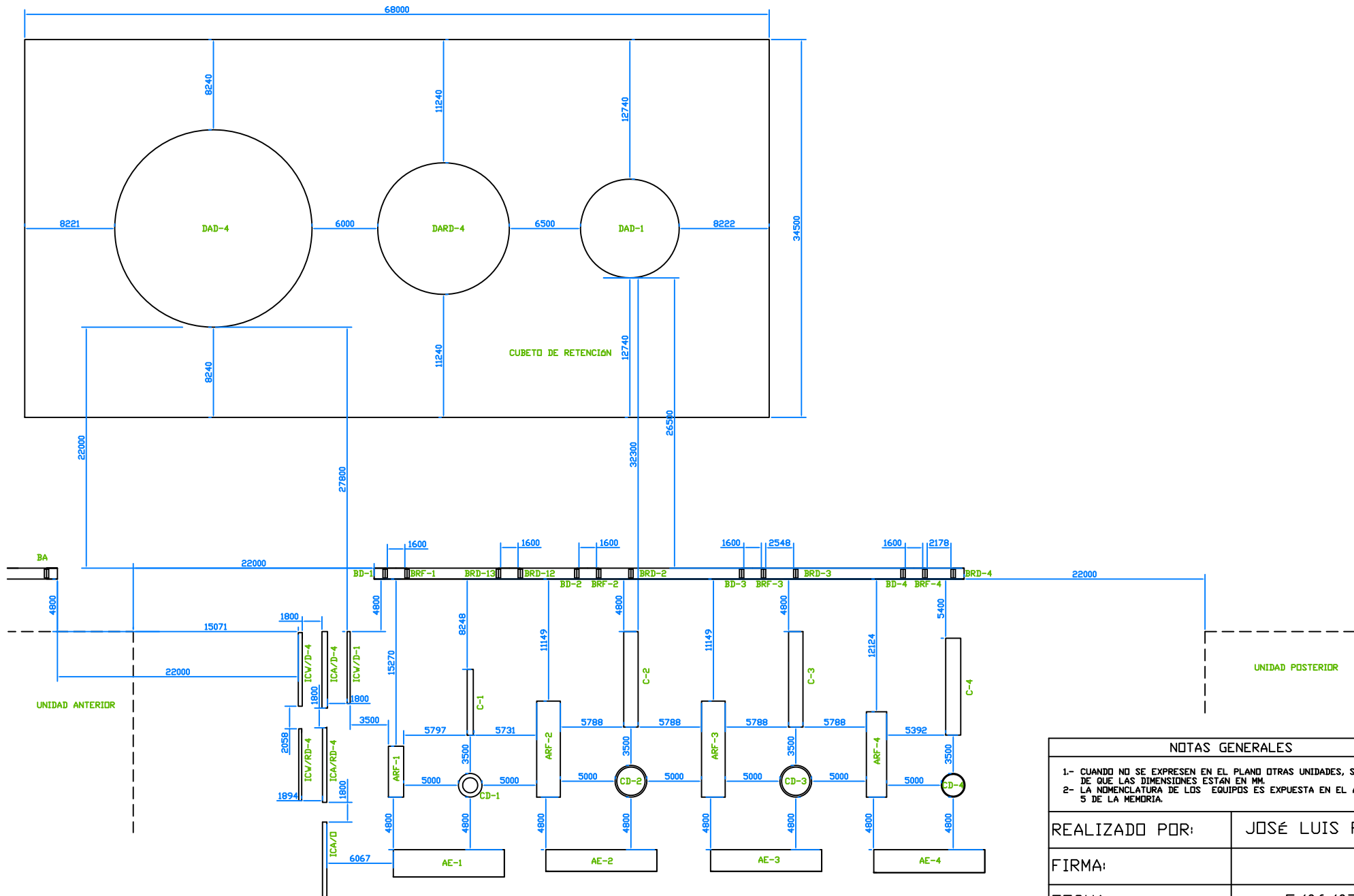
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO Nº:	2	DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN II	
FIRMA:		ESCALA:			S/E
FECHA:	5/06/07				



NOTAS GENERALES

- 1- NOMENCLATURA SEGUN NORMA ISA
- 2- LA SIMBOLOGIA DE LOS ACCESORIOS DE MUESTRA EN EL PLANO Nº 3
- 3- LA REPRESENTACION DE LAS LINEAS DE TRANSMISION Y DE TUBERIAS DE MUESTRA EN EL PLANO Nº 1

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO Nº:	3	DIAGRAMA DE TUBERÍAS E INSTRUMENTACIÓN III
FIRMA:		ESCALA:	S/E	
FECHA:	5/06/07			



NOTAS GENERALES

- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTAN EN MM.
- 2.- LA NOMENCLATURA DE LOS EQUIPOS ES EXPUESTA EN EL APARTADO 5 DE LA MEMORIA.

REALIZADO POR: JOSÉ LUIS PÉREZ

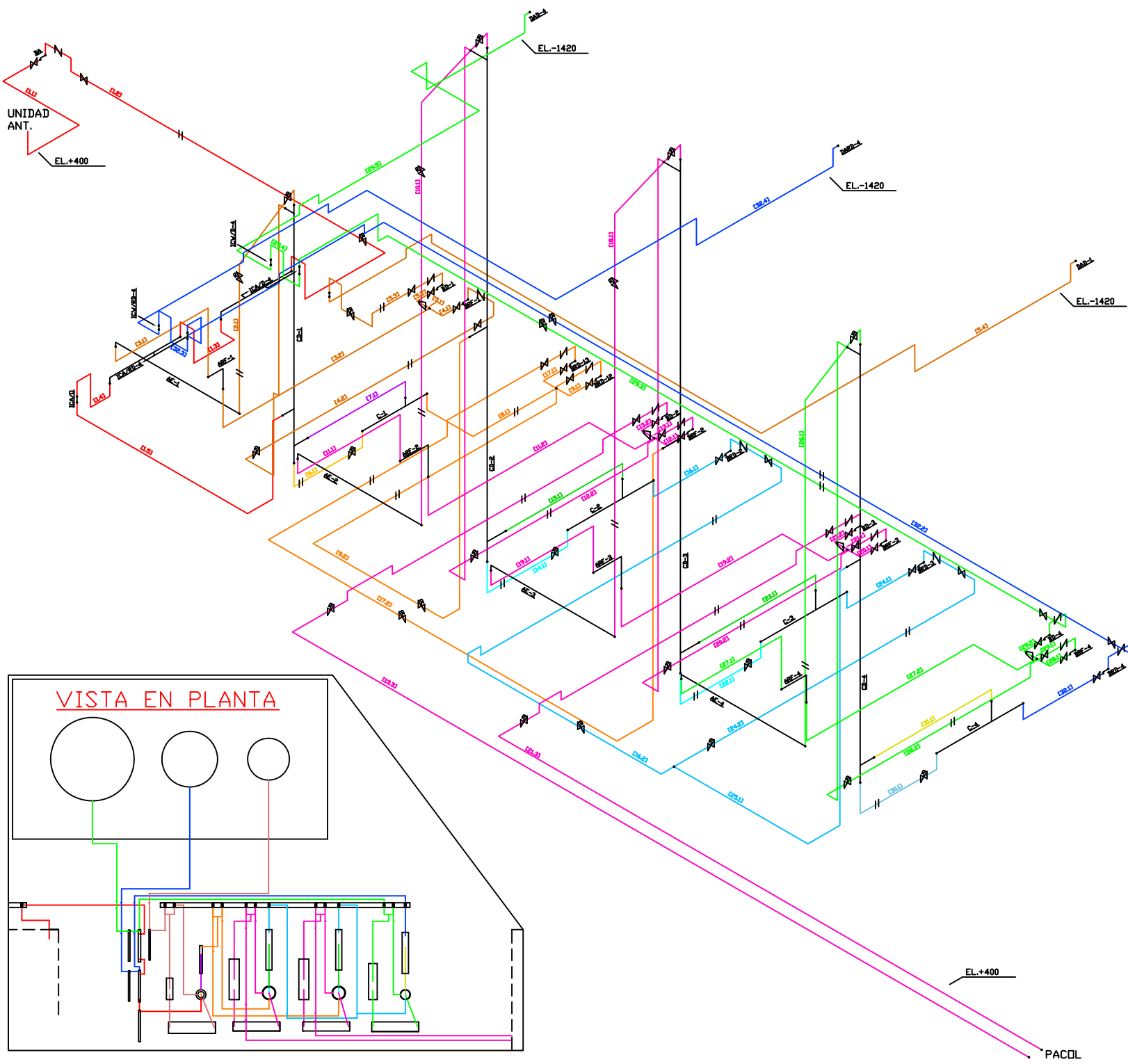
FIRMA:

FECHA: 5/06/07

PLANO N°:
4

ESCALA:
3:1000

VISTA EN PLANTA
DE LA UNIDAD.
DISTANCIA ENTRE
EQUIPOS



DATOS DE DISEÑO

CÓDIGO	ANSI B31.3
AISLAMIENTO	SÍ
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	42.0-305.8 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	1.0- 4.1 ATM
TEMPERATURA DE DISEÑO	42.0-305.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	1.1-4.5 ATM
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL CDL.	SA-106 Gr. B
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	PREFORMADO DE FIBRA DE VIDRIO

LISTA DE CONDUCCIONES

TRAMO	DN (in)	LONGITUD	TRAMO	DN (in)	LONGITUD
1.1	12	14429	17.1	10	3067
1.2	6	38881	17.2	5	74701
1.3	6	9376	18.1	14	37065
1.4	6	6664	19.1	14	12120
1.5	8	22129	19.2	14	20208
2.1	8	18770	20.1	12	2600
3.1	6	12862	20.2	6	58267
3.2	6	18689	21.1	12	400
4.1	6	2600	21.2	8	2005
4.2	3	44580	21.3	5	73411
5.1	6	400	22.1	16	9464
5.2	2	1997	23.1	16	15120
5.3	1	13119	24.1	4	6691
5.4	1 1/4	62725	24.2	2	29056
6.1	16	8021	25.1	3	30629
7.1	8	8703	26.1	10	31736
8.1	14	11176	27.1	12	12398
9.1	10	3067	27.2	12	20542
9.2	5	54646	28.1	10	2600
10.1	14	37065	28.2	5	53569
11.1	14	12120	29.1	10	400
11.2	14	20208	29.2	5	1954
12.1	12	2600	29.3	2 1/2	65505
12.2	6	58267	29.4	2 1/2	5787
13.1	12	400	29.5	4	40620
13.2	8	2005	30.1	12	9157
13.3	5	89466	31.1	10	9940
14.1	16	9464	32.1	2 1/2	7329
15.1	16	15120	32.2	1 1/4	83511
16.1	4	6691	32.3	1 1/4	5702
16.2	2	47311	32.4	2 1/2	60767

SIMBOLOGÍA

- DELIMITADOR DE EQUIPOS
- ⊗ VÁLVULA DE CUPIERTA
- ∩ VÁLVULA DE RETENCIÓN
- ⊗ VÁLVULA DE GLOBO
- ◁ REDUCTOR
- || PLACA DE ORIFICIO

NOTAS GENERALES

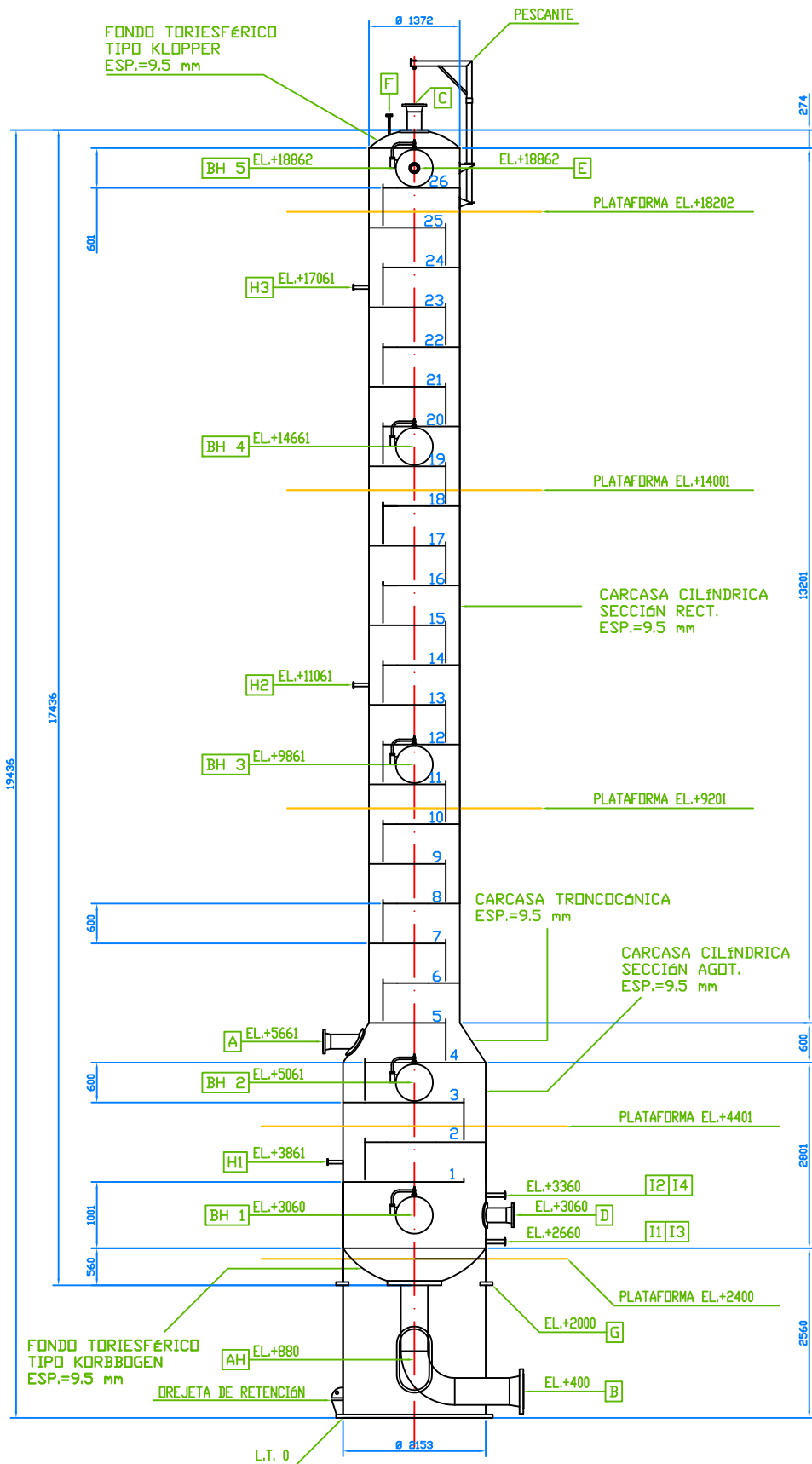
- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
- 2.- LA NUMERACIÓN DE LOS TRAMOS ES COINCIDENTE CON LA EXPUESTA EN EL APARTADO 8.5.1 DE LA MEMORIA.
- 3.- LA NOMENCLATURA DE LOS EQUIPOS ES EXPUESTA EN EL APARTADO 5 DE LA MEMORIA.
- 4.- LAS DIMENSIONES RELATIVAS AL SCHEDULE Y AL ESPESOR DEL AISLAMIENTO DE LAS CONDUCCIONES SE REFLEJAN EN EL APARTADO 8.5.1 DE LA MEMORIA.
- 5.- LAS CONDUCCIONES DEL MISMO COLOR SE CARACTERIZAN POR TRANSPORTAR UN FLUIDO DE IDENTICA COMPOSICIÓN.

REALIZADO POR: JOSÉ LUIS PÉREZ

FIRMA:

FECHA: 5/06/07

PLANO N°: 5
 ESCALA: 4:1000
REPRESENTACIÓN ISOMÉTRICA DEL SISTEMA DE TUBERÍAS DE LA UNIDAD

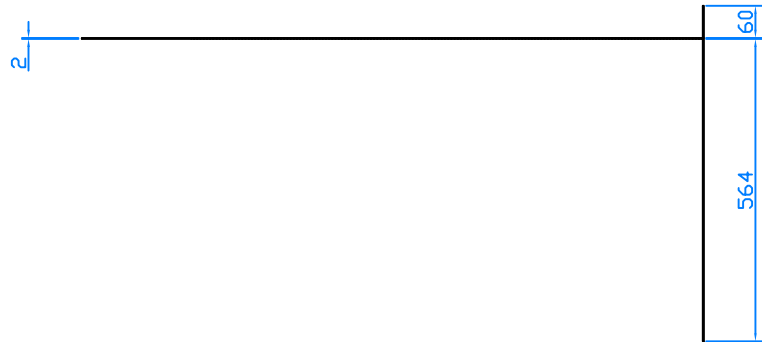


DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	SI
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	204.0-243.2 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	263.2 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	165 mm

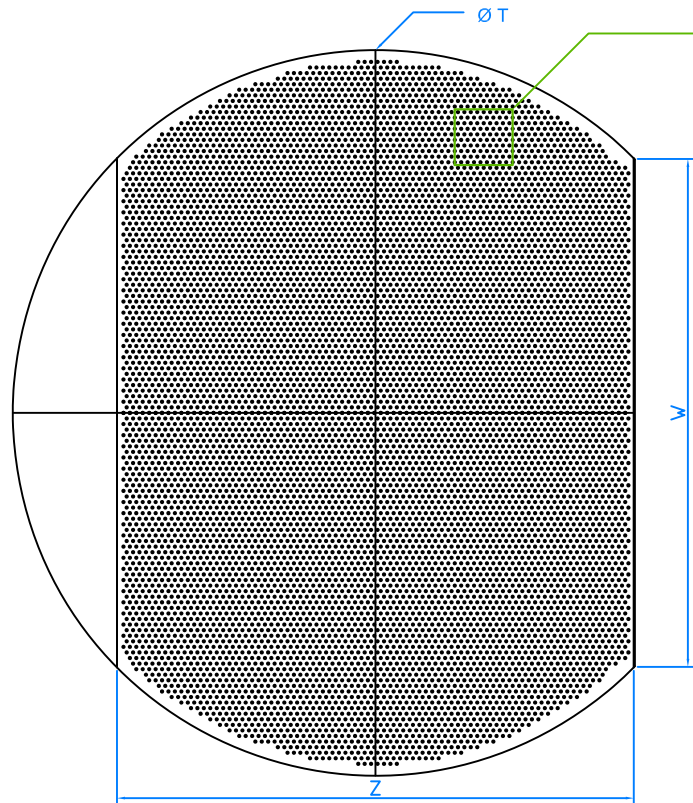
LISTA DE TUBULADURAS					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	8"	150 #	10S	ALIMENTACIÓN
AH	1	920X450	150 #		ACCESO DE HOMBRE
B	1	16"	150 #	5S	PRODUCTO DE COLAS
BH1-BH5	5	22"	150 #		BUCA DE HOMBRE
C	1	8"	150 #	10S	PRODUCTO DE CABEZA
D	1	8"	150 #	10S	VAPOR DE CALDERÍN
E	1	3"	150 #	10S	REFLUJO
F	1	1"	3000 #		VENTED
G	2	2"	150 #		VENTILACIÓN
H1-H3	3	1 1/2"	3000 #		TERMPAR
I1-I4	4	2	150 #		MEDIDOR DE NIVEL

- NOTAS GENERALES**
- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
 - 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 - 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFERIRAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.
 - 4.- INCLUYE ESCALERA VERTICAL CON JAULA DE PROTECCIÓN.
 - 5.- VER DETALLES DE PLATOS PERFORADOS EN PLANO N° 7.
 - 6.- VER DETALLES FONDO TORIESF. TIPO KORBBOGEN EN PLANO N° 8.
 - 7.- VER DETALLES FONDO TORIESF. TIPO KLOPPER EN PLANO N° 9.

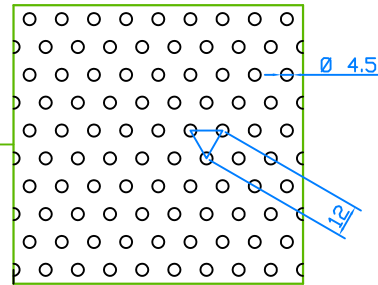
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07
PLANO N°:	COLUMNA DE RECTIFICACIÓN DECANO CD-1
ESCALA:	
	6
	3:200



ALZADO



PLANTA



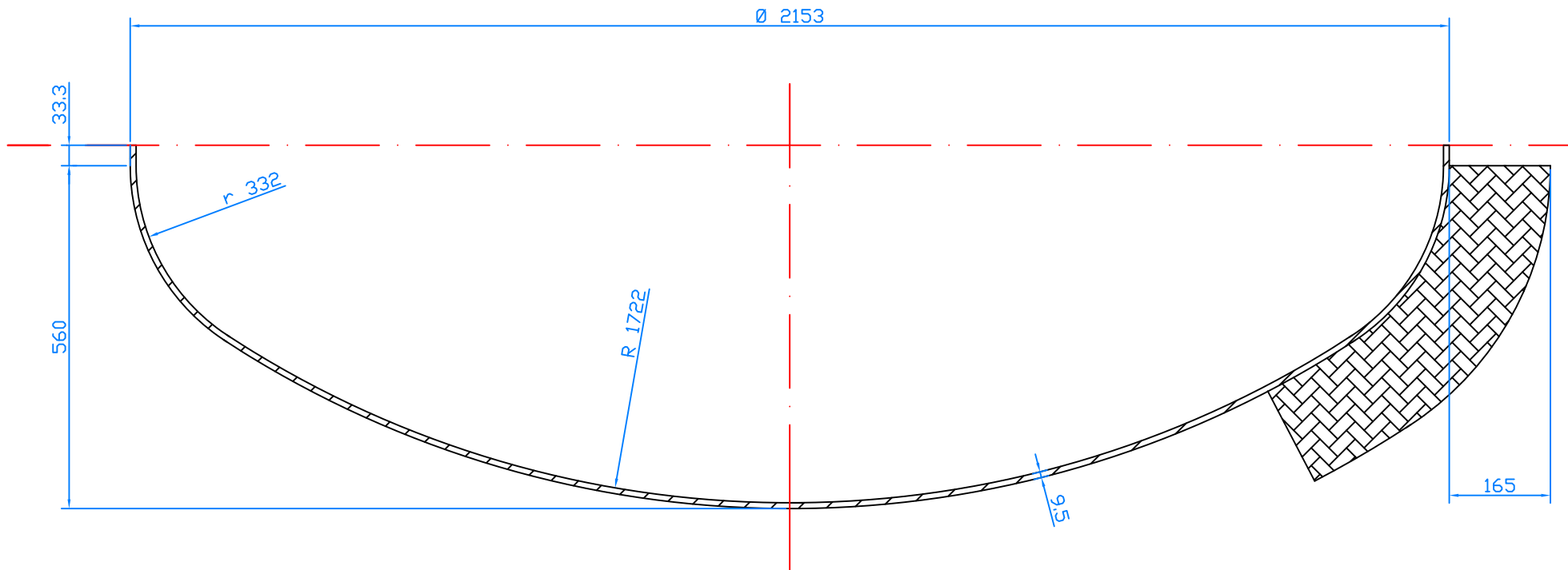
DATOS DE DISEÑO	
Código	ASME VIII Div.1
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	LA DE SU COLUMNA CORRESPONDIENTE
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	LA DE SU COLUMNA CORRESPONDIENTE
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
ESPECIF. DE MATERIAL PLATO	SA-240 Gr. 316

DIMENSIONES CARACTERÍSTICAS			
COLUMNA DE RECTIFICACIÓN/SECCIÓN	T	W	Z
COL. DECANO/AGOTAMIENTO	2134	1494	1520
COL. DECANO/ENRIQUECIMIENTO	1353	947	964
COLS. TRIDECANO/AGOTAMIENTO	2870	2009	2045
COLS. TRIDECANO/ENRIQUECIMIENTO	2565	1796	1828
COL. SPLITTER/AGOTAMIENTO	2134	1493	1520
COL. SPLITTER/ENRIQUECIMIENTO	1981	1387	1411

NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- LAS DIMENSIONES DEL ALZADO, COMUNES A TODOS LOS PLATOS, SE PRESENTAN EN UNA ESCALA 1:1. 3.- LAS DIMENSIONES DE LA PLANTA REFERENTES AL DIÁMETRO DE LAS PERFORACIONES Y PITCH, COMUNES A TODOS LOS PLATOS, SE PRESENTAN EN UNA ESCALA DE 1:2.	

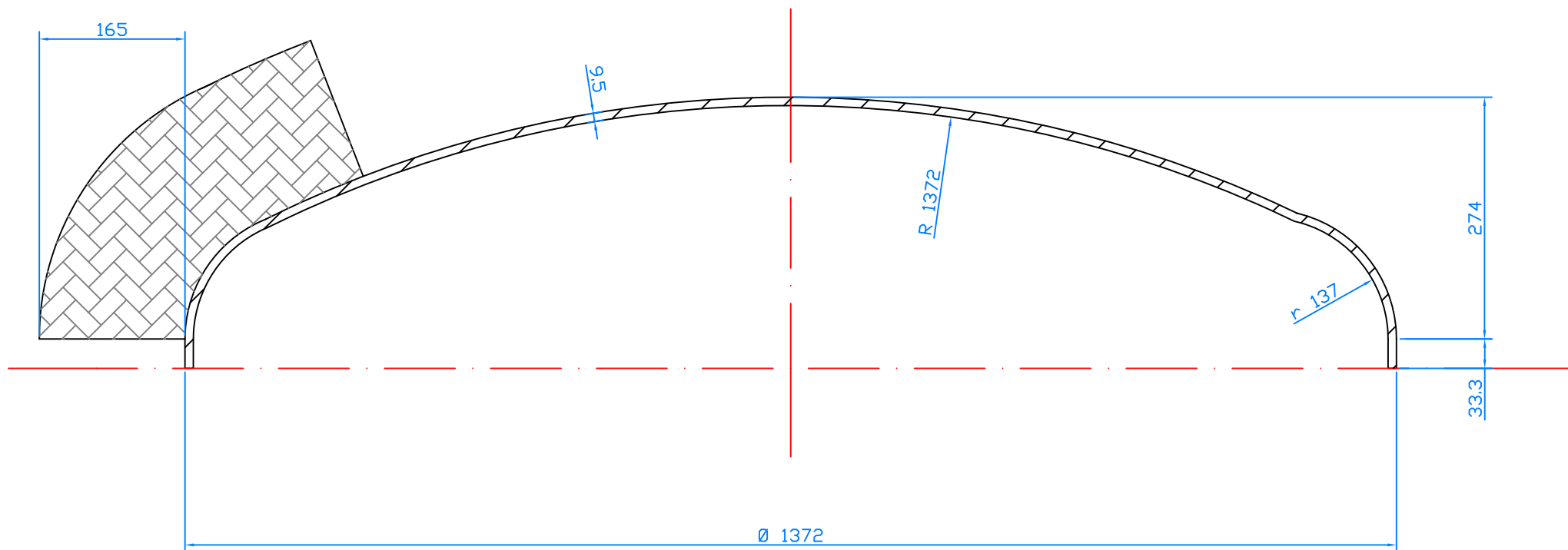
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07

PLANO N°:	PLATOS PERFORADOS DE LAS COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN
7	
ESCALA:	S/E



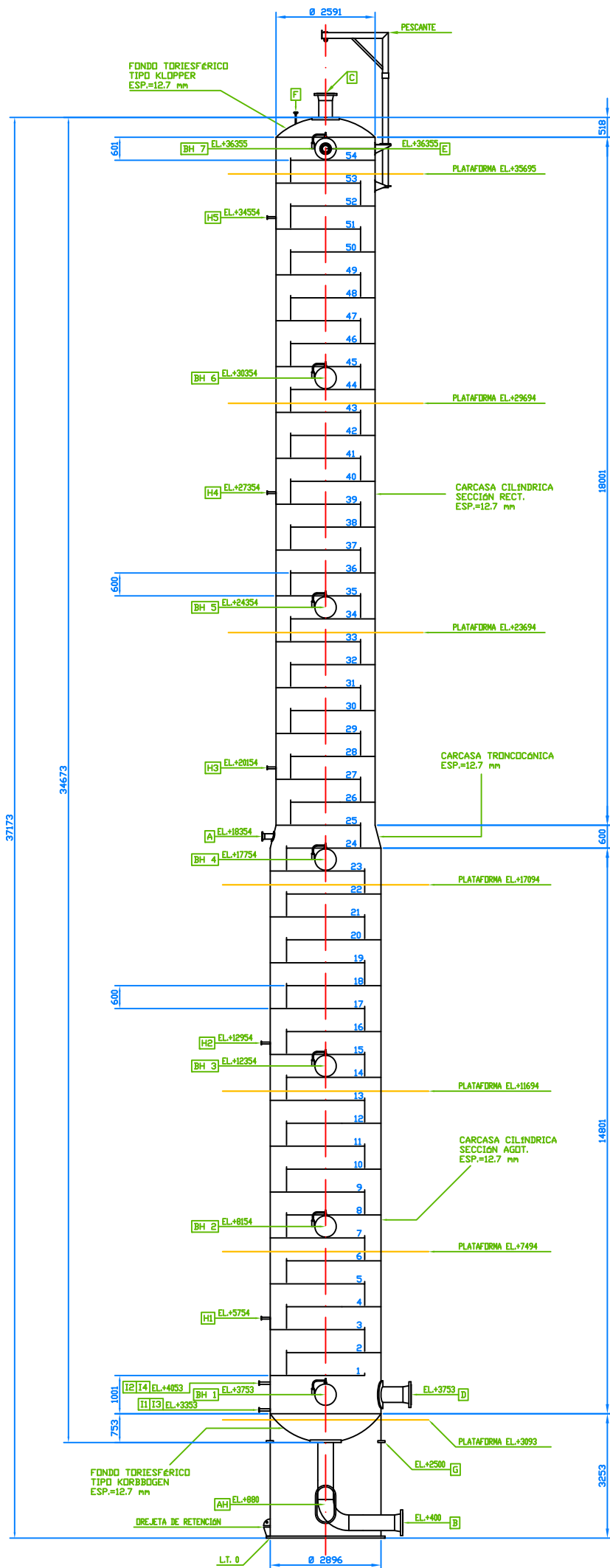
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	240.4 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	263.2 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO. 3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 6.	

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 8	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-1
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 1:10	



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	204.2 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	263.2 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO. 3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 6.	

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 9	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-1
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 3:20	

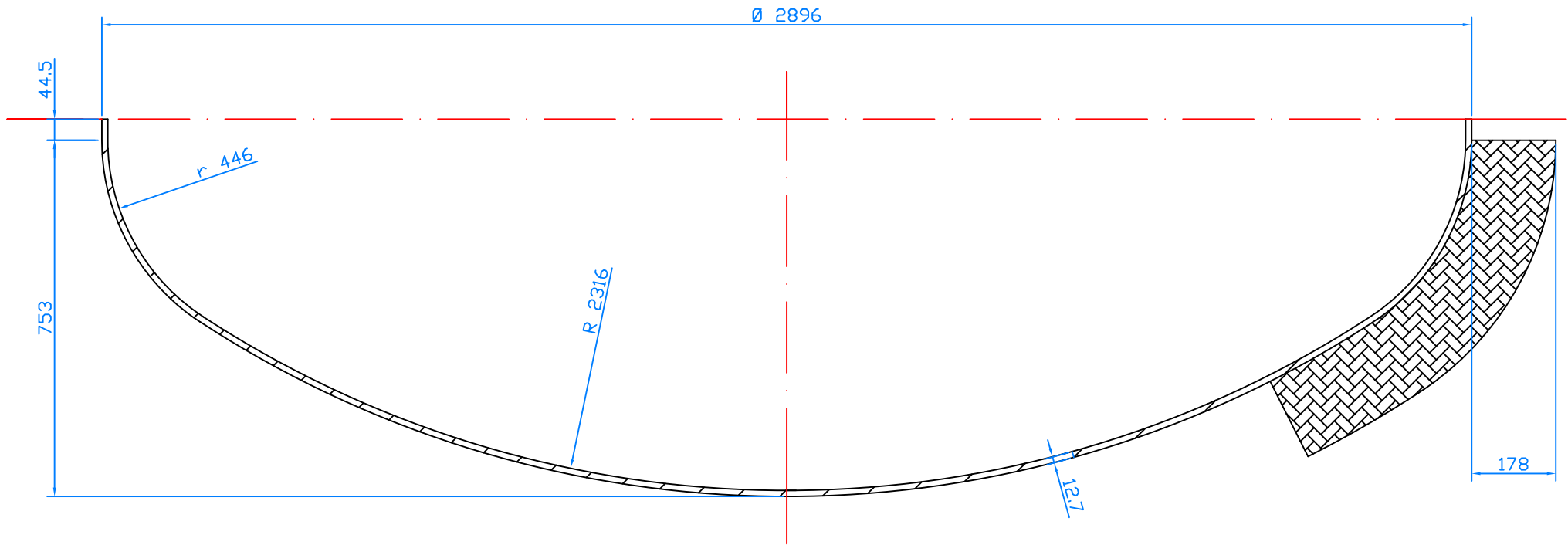


DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	SI
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	237.6-289.8 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	309.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	178 mm

LISTA DE TUBULADURAS				
SIMB.	CANT.	DN	RATING SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	5"	150 # 10S	ALIMENTACIÓN
AH	1	920X450	150 #	ACCESO DE HOMBRE
B	1	16"	150 # 5S	PRODUCTO DE COLAS
BH1-BH7	7	22"	150 #	BOCA DE HOMBRE
C	1	14"	150 # 5S	PRODUCTO DE CABEZA
D	1	16"	150 # 5S	VAPOR DE CALDERÍN
E	1	6"	150 # 10S	REFLUJO
F	1	1"	3000 #	VENTEO
G	2	2"	150 #	VENTILACIÓN
H1-H5	5	1 1/2"	3000 #	TERMOPAR
I1-I4	4	2"	150 #	MEDIDOR DE NIVEL

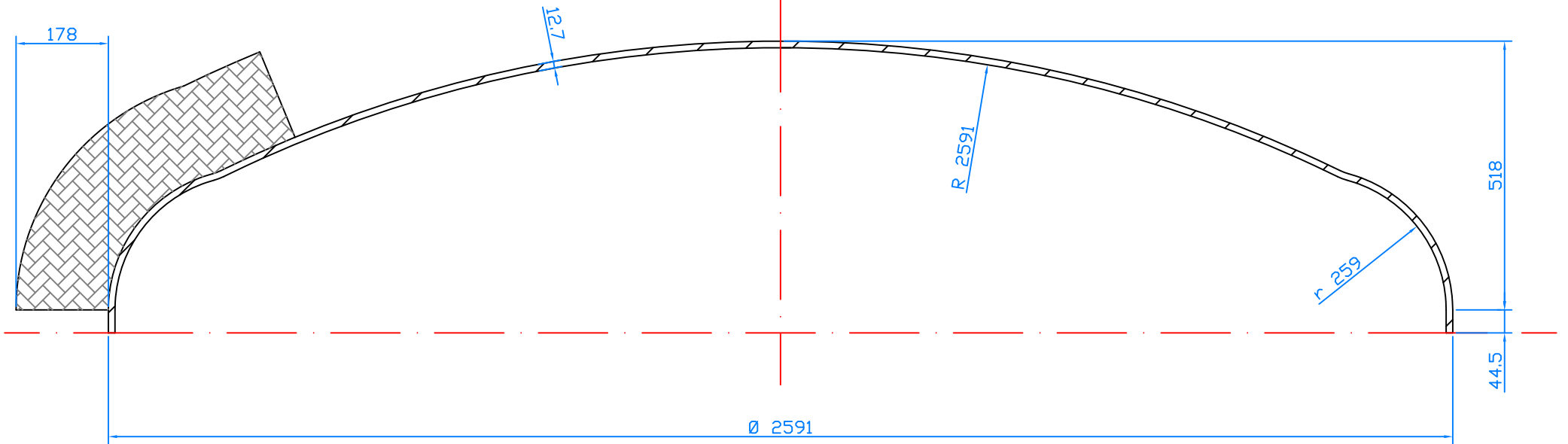
- NOTAS GENERALES**
- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
 - 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 - 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.
 - 4.- INCLUYE ESCALERA VERTICAL CON JAULA DE PROTECCIÓN.
 - 5.- VER DETALLES DE PLATOS PERFORADOS EN PLANO Nº 7.
 - 6.- VER DETALLES FONDO TORIÉSIF. TIPO KORBBOGEN EN PLANO Nº 11.
 - 7.- VER DETALLES FONDO TORIÉSIF. TIPO KLOPPER EN PLANO Nº 12.

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07
PLANO Nº:	10
ESCALA:	1:100
COLUMNAS DE RECTIFICACIÓN TRIDECANO CD-2 Y CD-3	



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	288.7 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	309.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO. 3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 10.	

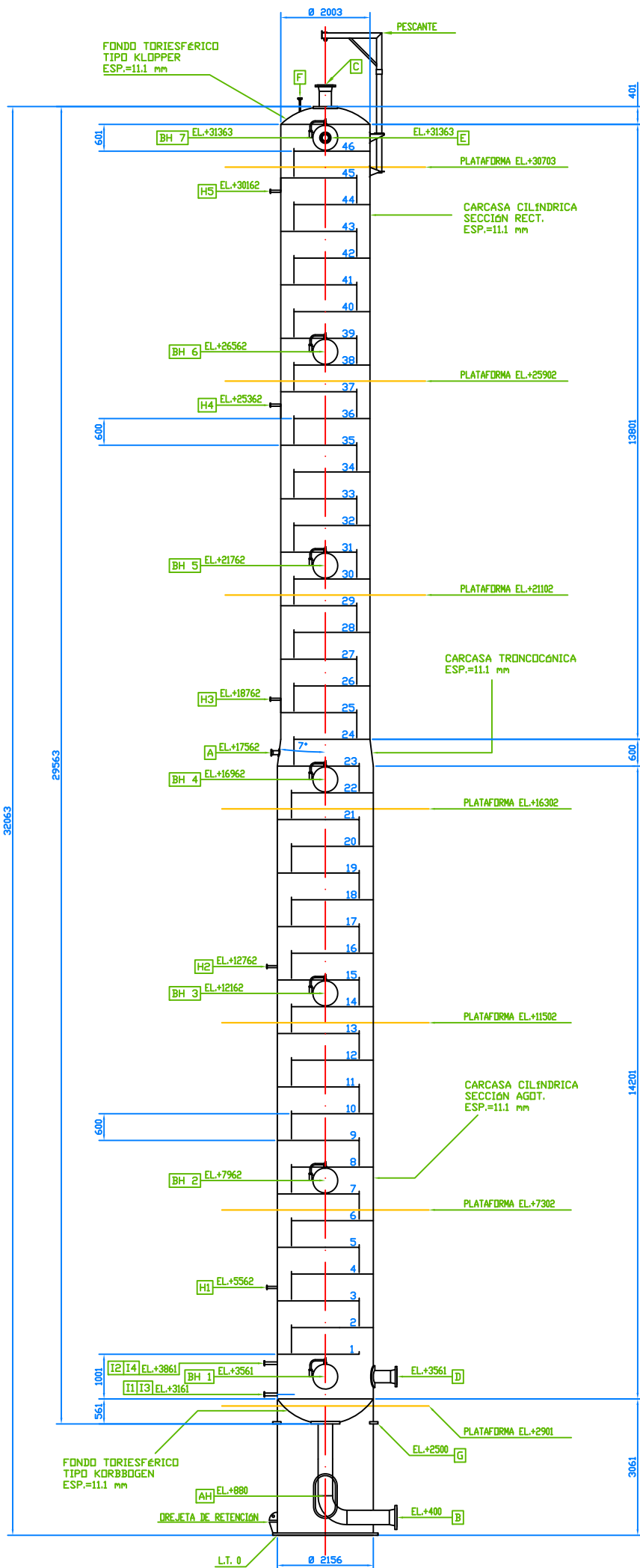
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 11	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-2 Y CD-3
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 8:100	



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	245.4 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	309.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO

NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.	
2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.	
3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 10.	

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 12	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-2 Y CD-3
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 9:100	



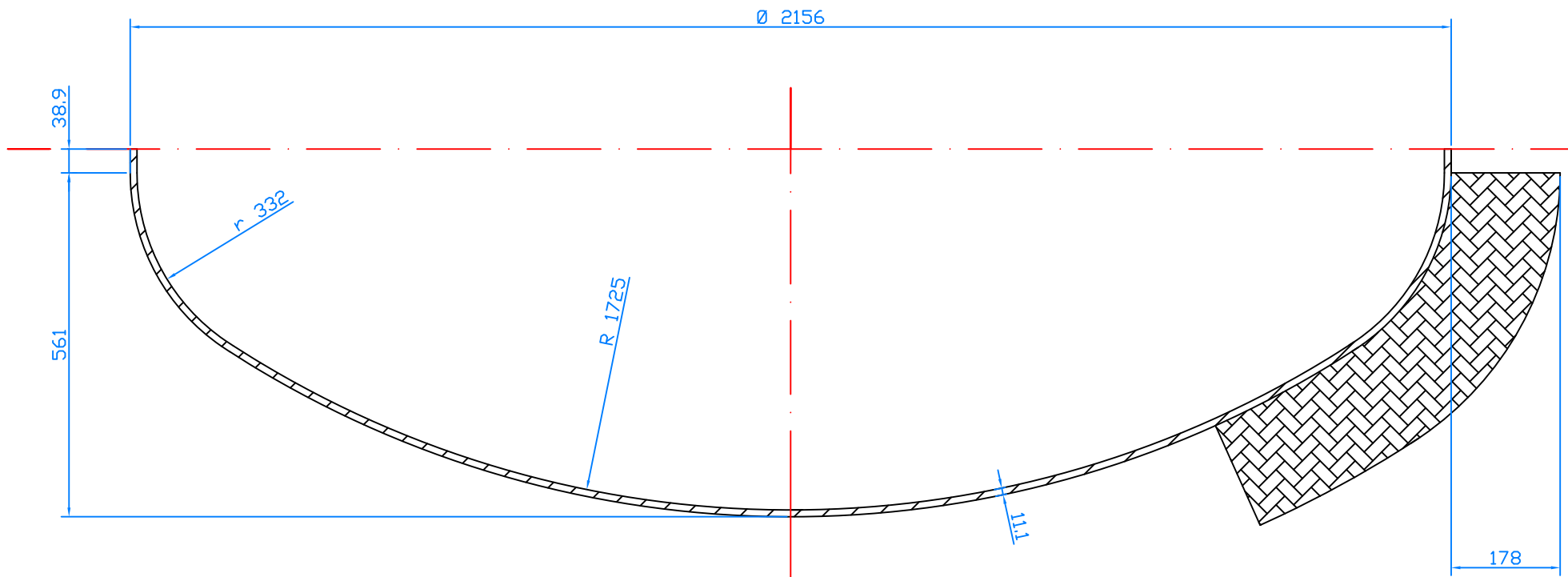
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	SI
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	286.3-305.8 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	325.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	178 mm

LISTA DE TUBULADURAS					
SYMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	3"	150 #	40ST	ALIMENTACIÓN
AH	1	920X450	150 #		ACCESO DE HOMBRE
B	1	12"	150 #	5S	PRODUCTO DE COLAS
BH1-BH7	7	22"	150 #		BOCA DE HOMBRE
C	1	10"	150 #	5S	PRODUCTO DE CABEZA
D	1	10"	150 #	5S	VAPOR DE CALDERÍN
E	1	5"	150 #	10S	REFLUJO
F	1	1"	3000 #		VENTED
G	2	2"	150 #		VENTILACIÓN
H1-H5	5	1 1/2"	3000 #		TERMOPAR
I1-I4	4	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL

NOTAS GENERALES

- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
- 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
- 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.
- 4.- INCLUYE ESCALERA VERTICAL CON JAULA DE PROTECCIÓN.
- 5.- VER DETALLES DE PLATOS PERFORADOS EN PLANO N° 7.
- 6.- VER DETALLES FONDO TORIESF. TIPO KORBBOGEN EN PLANO N° 14.
- 7.- VER DETALLES FONDO TORIESF. TIPO KLOPPER EN PLANO N° 15.

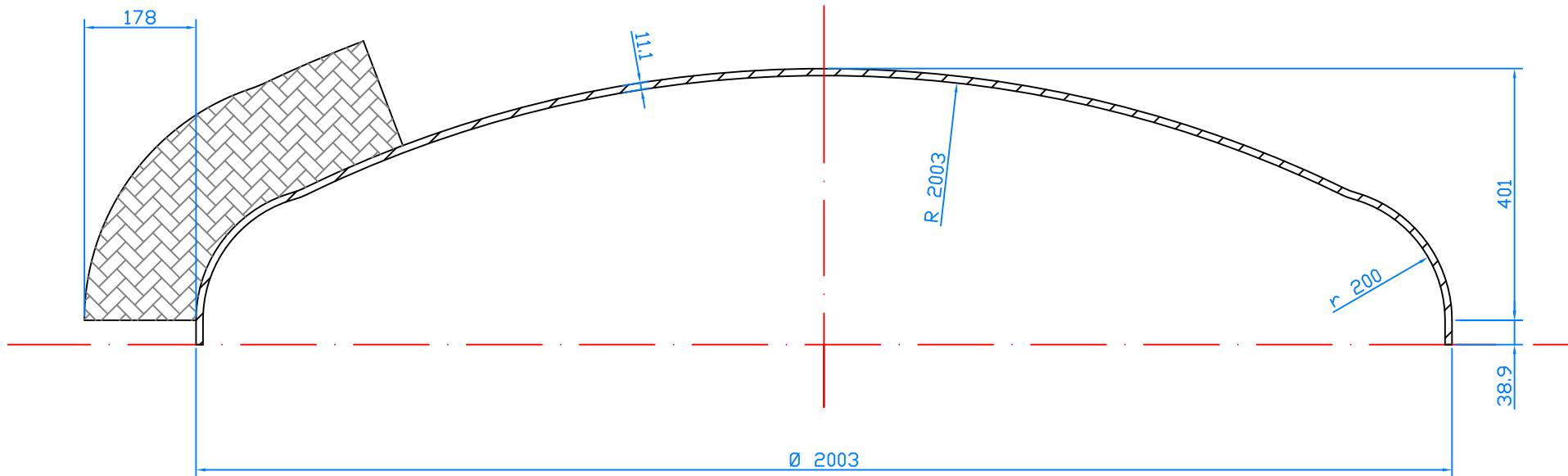
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07
PLANO N°:	13
ESCALA:	1:90
COLUMNA DE RECTIFICACIÓN SPLITTER CD-4	



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	304.7 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	325.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO

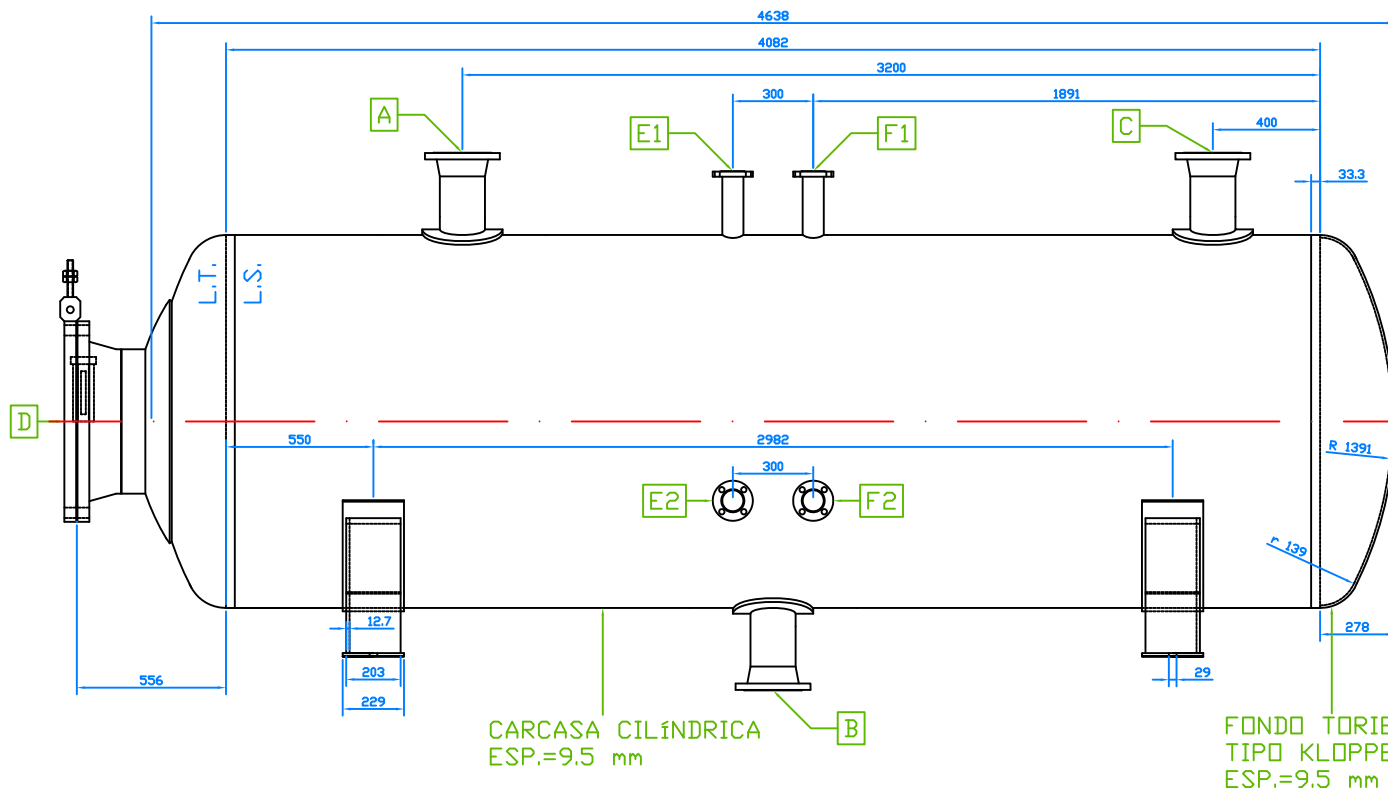
NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.	
2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.	
3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 13.	

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 14	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KORBBOGEN CD-4
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 1:10	



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	Sí
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	286.4 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	325.8 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-240 Gr. 316
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
NOTAS GENERALES	
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO. 3.- LAS CONEXIONES AL FONDO VIENE INDICADAS EN EL PLANO N° 13.	

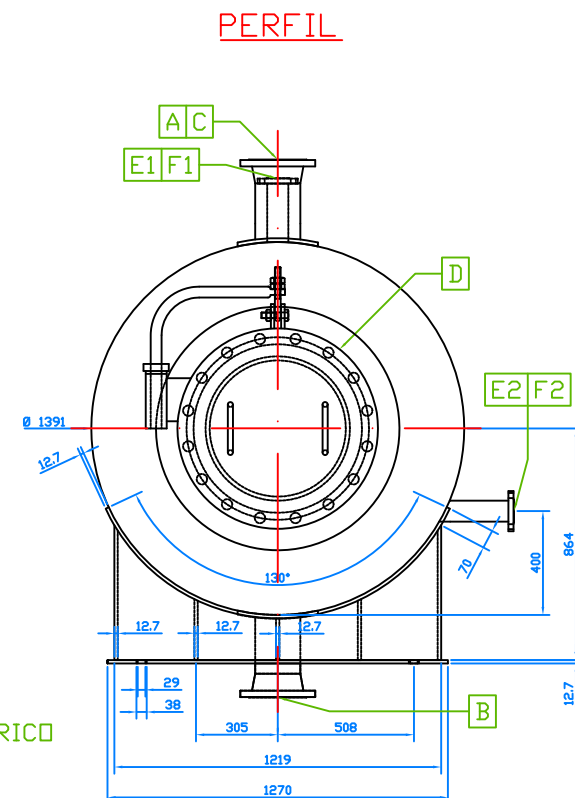
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 15	FONDO TORIESFÉRICO TIPO KLOPPER CD-4
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 1:10	



CARCASA CILÍNDRICA
ESP.=9.5 mm

FONDO TORIESFÉRICO
TIPO KLOPPER
ESP.=9.5 mm

ALZADO



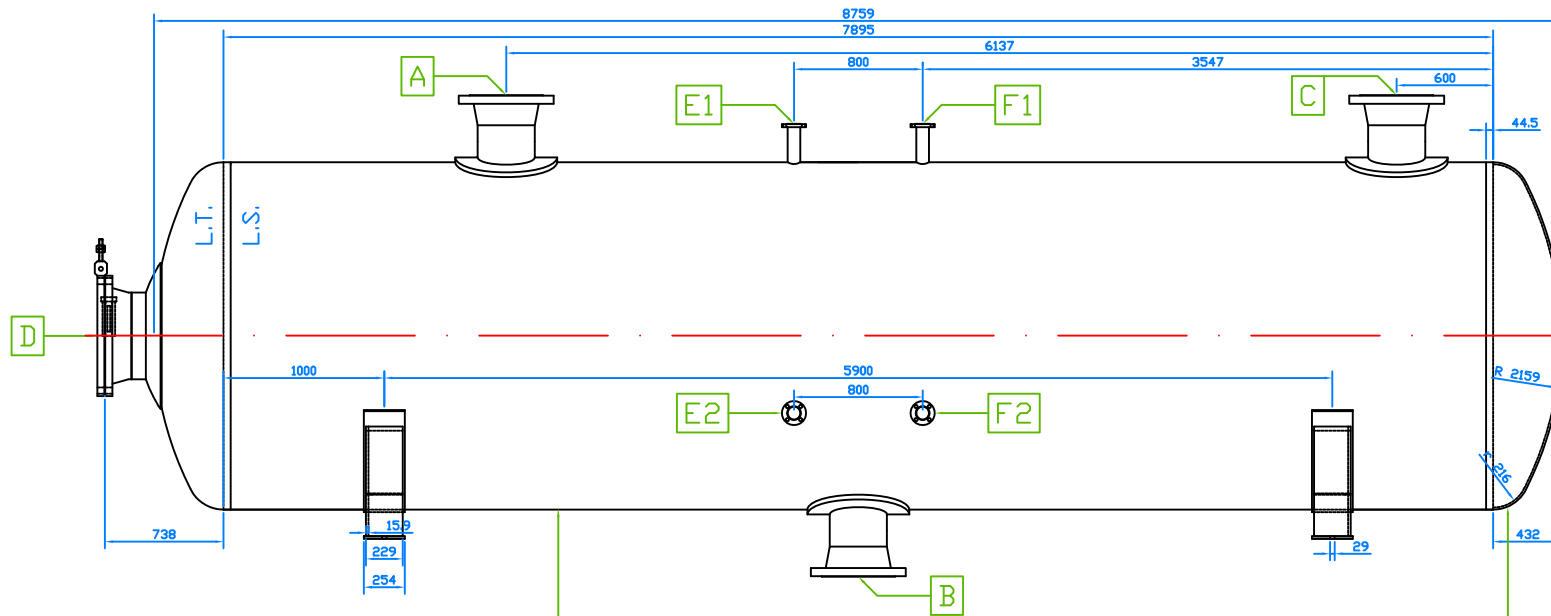
PERFIL

DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	S1
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	204.0 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	224.0 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	140 mm

LISTA DE TUBULADURAS					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	6"	150 #	10S	ENTRADA
B	1	6"	150 #	10S	SALIDA
C	1	6"	150 #	10S	ANTORCHA
D	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
E1-E2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL
F1-F2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL

NOTAS GENERALES	
1-	CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
2-	TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
3-	LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°:	ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-1
FIRMA:		16	
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 1:20	

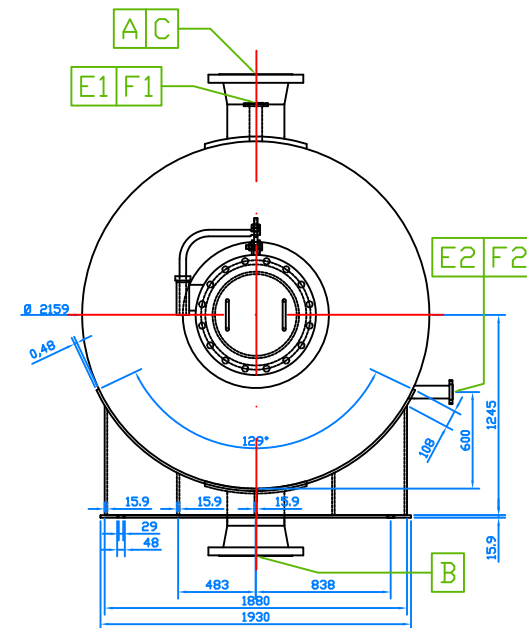


CARCASA CILÍNDRICA
ESP.=12.7 mm

FONDO TORIESFÉRICO
TIPO KLOPPER
ESP.=12.7 mm

ALZADO

PERFIL



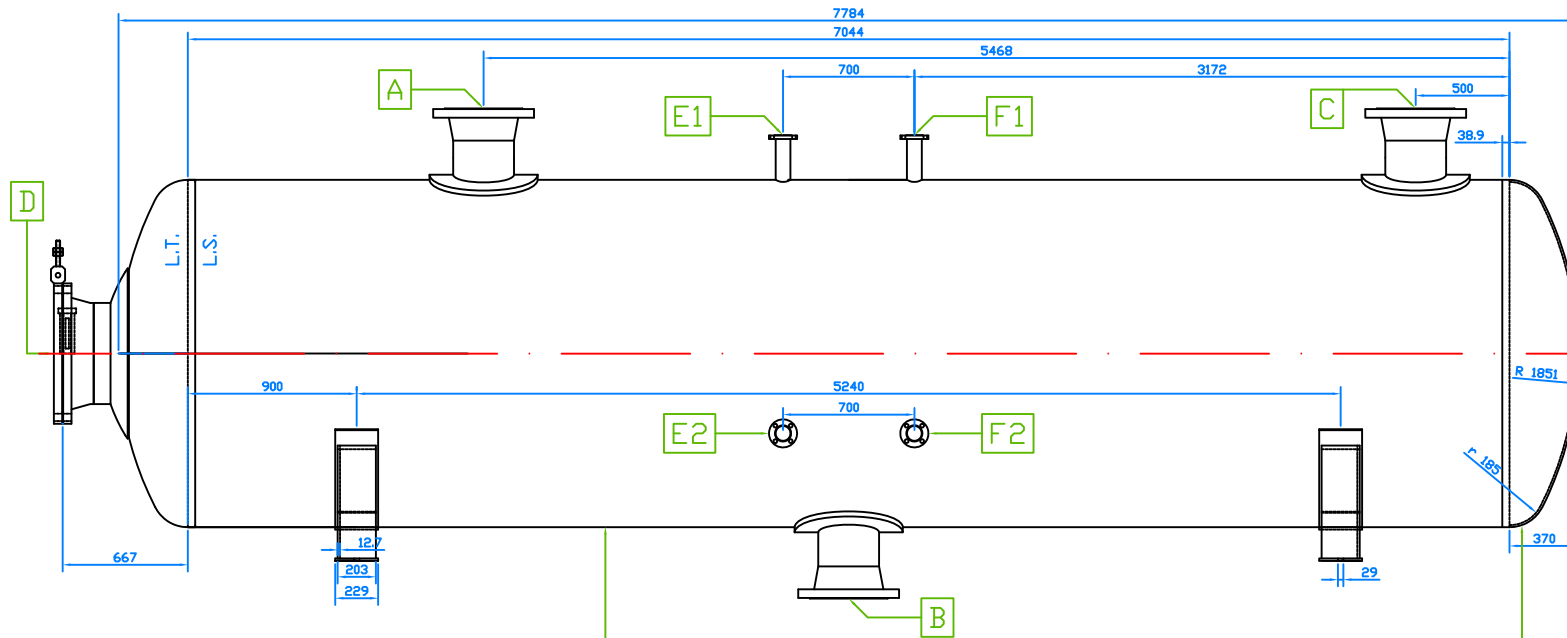
DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	S1
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	237.6 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	257.6 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	165 mm

LISTA DE TUBULADURAS					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	14"	150 #	5S	ENTRADA
B	1	14"	150 #	5S	SALIDA
C	1	14"	150 #	5S	ANTORCHA
D	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
E1-E2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL
F1-F2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL

NOTAS GENERALES

- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
- 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
- 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°: 17	ACUMULADORES DE REFLUJO ARF-2 Y ARF-3
FIRMA:			
FECHA:	5/06/07	ESCALA: 3:100	

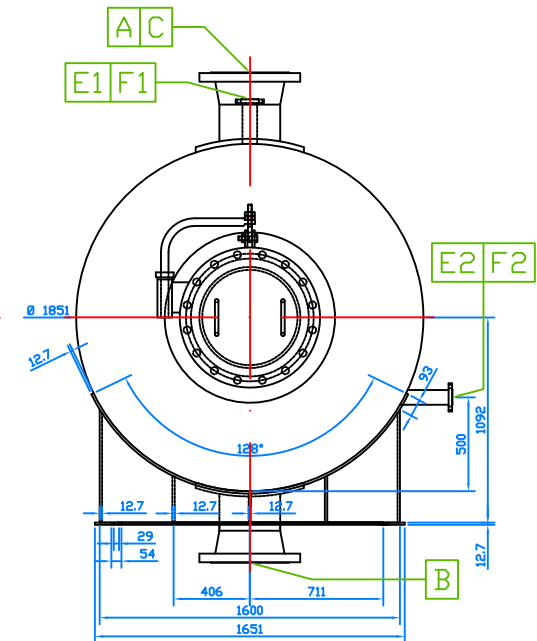


CARCASA CILÍNDRICA
ESP.=11.1 mm

FONDO TORIESFÉRICO
TIPO KLOPPER
ESP.=11.1 mm

ALZADO

PERFIL



DATOS DE DISEÑO

CÓDIGO	ASME VIII Div.1
AISLAMIENTO	S1
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	286.3 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	2.07 Kg/cm ²
TEMPERATURA DE DISEÑO	306.3 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	4.07 Kg/cm ²
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C
ESPECIF. DE AISLAMIENTO	COLCHA DE FIBRA DE VIDRIO
ESPESOR DE AISLAMIENTO	178 mm

LISTA DE TUBULADURAS

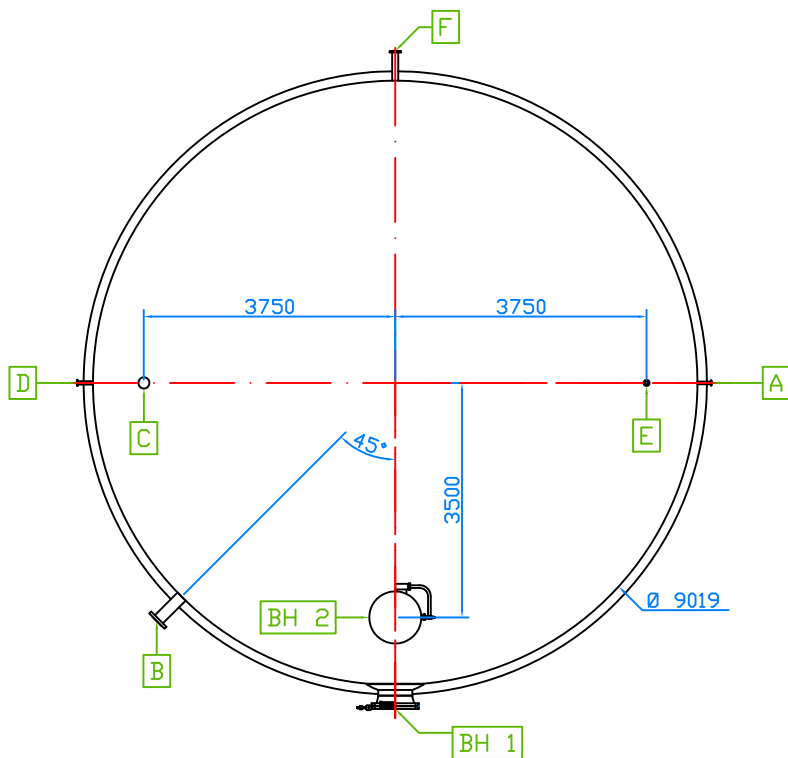
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	12"	150 #	5S	ENTRADA
B	1	12"	150 #	5S	SALIDA
C	1	12"	150 #	5S	ANTORCHA
D	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
E1-E2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL
F1-F2	1	2"	150 #		MEDIDOR DE NIVEL

NOTAS GENERALES

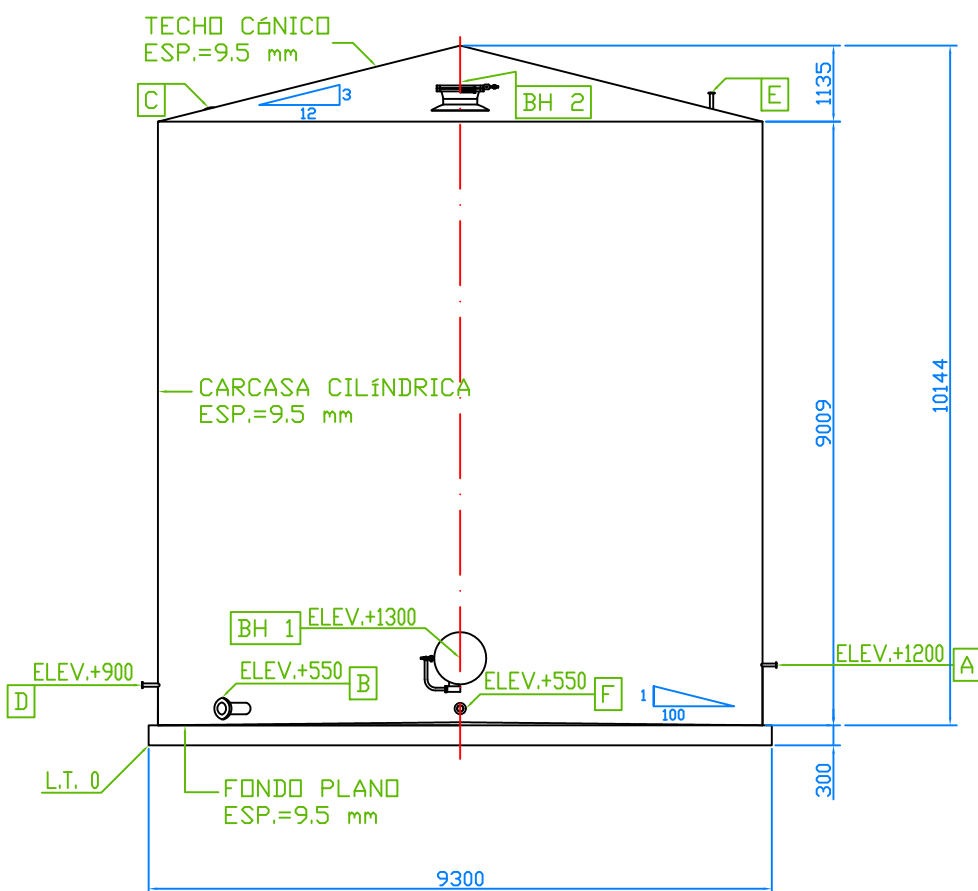
- 1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
- 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
- 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ	PLANO N°:	18	ACUMULADOR DE REFLUJO ARF-4
FIRMA:		ESCALA:	3.5:100	
FECHA:	5/06/07			

PLANTA

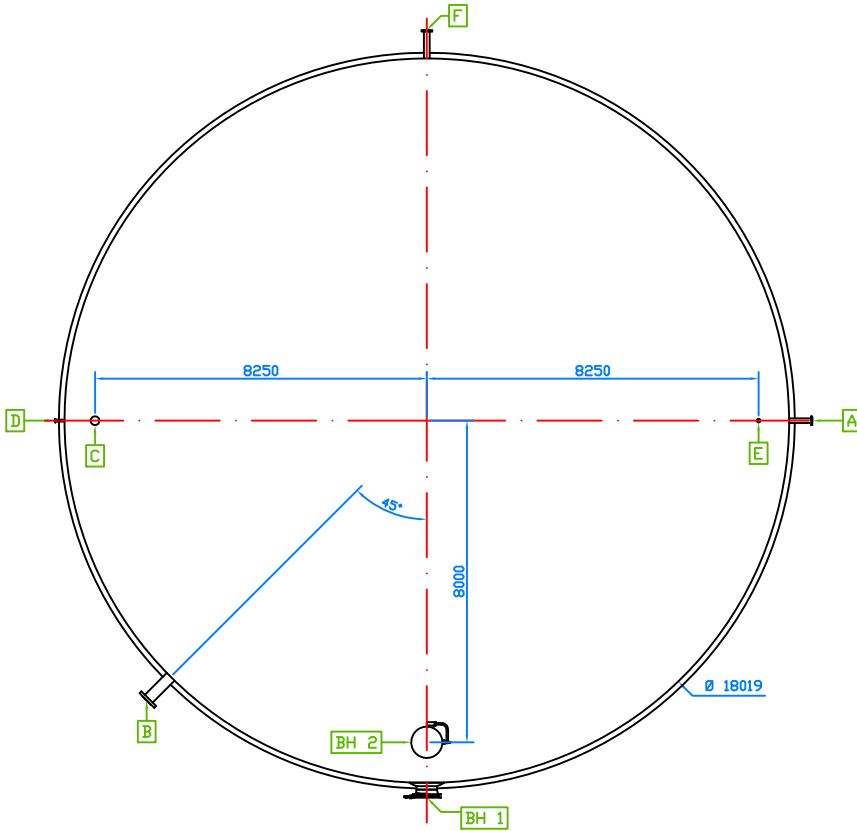


ALZADO

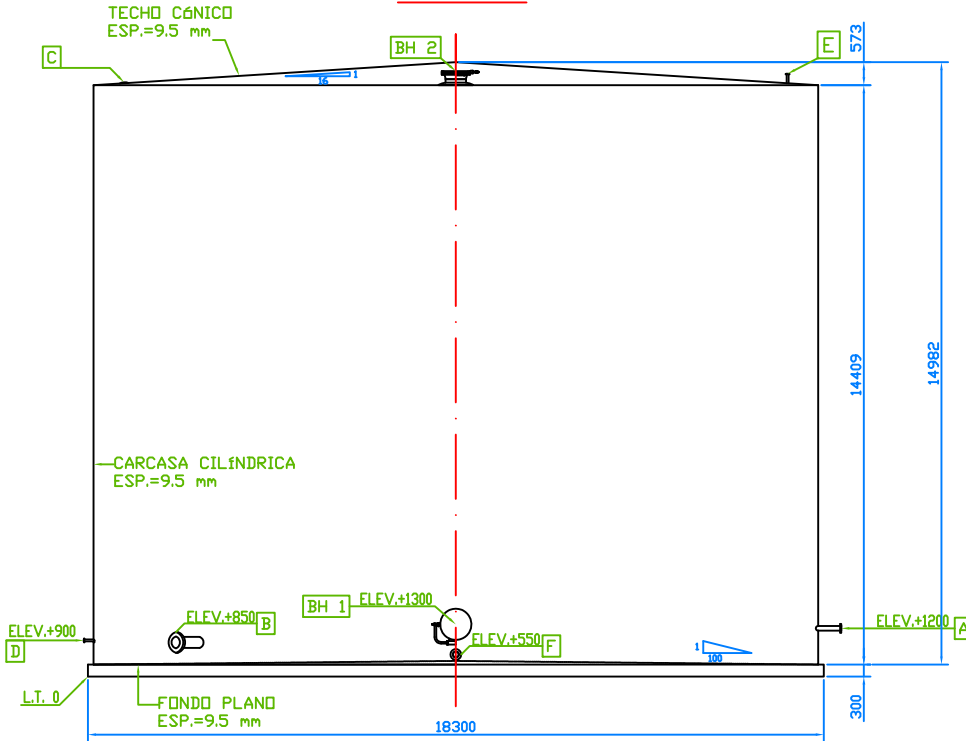


DATOS DE DISEÑO					
CÓDIGO	API 650				
AISLAMIENTO	NO				
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	<42 °C				
PRESIÓN DE OPERACIÓN	ATM				
TEMPERATURA DE DISEÑO	42 °C				
PRESIÓN DE DISEÑO	ATM				
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm				
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C				
LISTA DE TUBULADURAS					
CARCASA CILÍNDRICA					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	1 1/4"	3000 #	40ST	ENTRADA
B	1	6"	150 #		SALIDA
BH1	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
D	1	1 1/2"	3000 #		TERMOPAR
F	1	3"	150 #		DRENAJE
FONDO CÓNICO					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
BH2	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
C	1	6"	150 #		VALVULA PRESIÓN-VACÍO
E	1	1 1/2"	3000 #		MEDIDOR DE NIVEL
NOTAS GENERALES					
1.- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM. 2.- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO. 3.- LOS CORDONES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES. 4.- INCLUYE ESCALERA HELICOIDAL CON BARANDILLA Y PLATAFORMA EN EL TECHO. 5.- TECHO FIJO AUTOSPORTADO.					
REALIZADO POR:		JOSÉ LUIS PÉREZ			
FIRMA:					
FECHA:		5/06/07			
PLANO N°:		DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-1			
19					
ESCALA:		1:80			

PLANTA



ALZADO



DATOS DE DISEÑO	
CÓDIGO	API 650
AISLAMIENTO	NO
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	<60 °C
PRESIÓN DE OPERACIÓN	ATM
TEMPERATURA DE DISEÑO	60 °C
PRESIÓN DE DISEÑO	ATM
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C

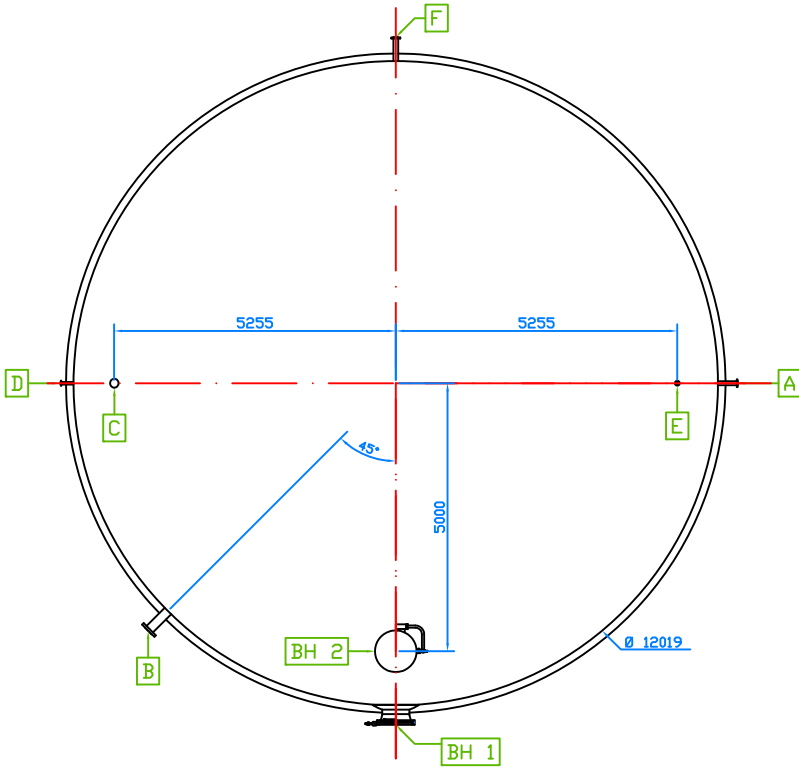
LISTA DE TUBULADURAS					
CARCASA CILÍNDRICA					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	4"	150 #	10S	ENTRADA
B	1	10"	150 #		SALIDA
BH1	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
D	1	1 1/2"	3000 #		TERMOPAR
F	1	5"	150 #		DRENAJE
FONDO CÓNICO					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
BH2	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
C	1	8"	150 #		VALVULA PRESIÓN-VACÍO
E	1	1 1/2"	3000 #		MEDIDOR DE NIVEL

- NOTAS GENERALES
- 1- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
 - 2- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 - 3- LOS CORDINES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.
 - 4- INCLUYE ESCALERA HELICOIDAL CON BARANDILLA Y PLATAFORMA EN EL TECHO, ASÍ COMO LA ESTRUCTURA INTERNA DE SOPORTE.
 - 5- TECHO FIJO SOPORTADO.

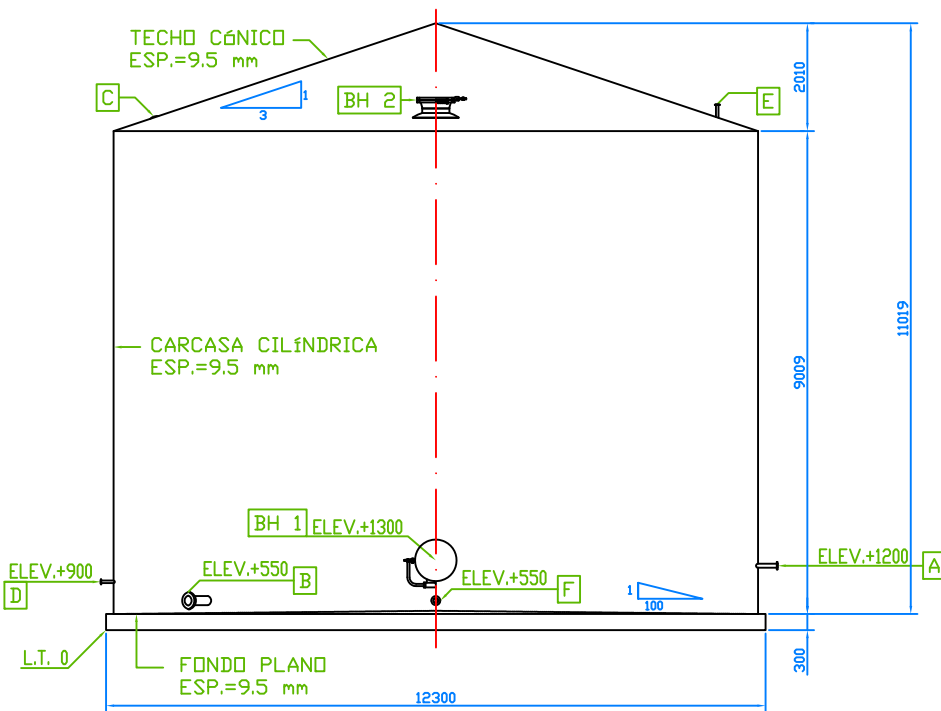
REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07

PLANO N°: 20	DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DAD-4
ESCALA: 7.5:1000	

PLANTA



ALZADO



DATOS DE DISEÑO					
CÓDIGO	API 650				
AISLAMIENTO	NO				
TEMPERATURA DE OPERACIÓN	<60 °C				
PRESIÓN DE OPERACIÓN	ATM				
TEMPERATURA DE DISEÑO	60 °C				
PRESIÓN DE DISEÑO	ATM				
MARGEN DE CORROSIÓN	2.5 mm				
ESPECIF. DE MATERIAL COL.	SA-283 Gr. C				
LISTA DE TUBULADURAS					
CARCASA CILÍNDRICA					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
A	1	2 1/2"	150 #	40ST	ENTRADA
B	1	6"	150 #		SALIDA
BH1	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
D	1	1 1/2"	3000 #		TERMOPAR
F	1	3"	150 #		DRENAJE
FONDO CÓNICO					
SIMB.	CANT.	DN	RATING	SCH.	DESCRIPCIÓN
BH2	1	20"	150 #		BOCA DE HOMBRE
C	1	6"	150 #		VALVULA PRESIÓN-VACÍO
E	1	1 1/2"	3000 #		MEDIDOR DE NIVEL

NOTAS GENERALES

- 1- CUANDO NO SE EXPRESAN EN EL PLANO OTRAS UNIDADES, SE ENTIENDE QUE LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MM.
- 2- TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN CONTINUAS EXCEPTO CUANDO SE INDIQUE LO CONTRARIO.
- 3- LOS CORDINES DE SOLDADURA SE DISPONDRÁN DE TAL MANERA QUE NO INTERFIERAN CON LOS AGUJEROS PARA TUBULADURAS NI CON LOS SOPORTES.
- 4- INCLUYE ESCALERA HELICOIDAL CON BARANDILLA Y PLATAFORMA EN EL TECHO.
- 5- TECHO FIJO AUTOSOPORTADO.

REALIZADO POR:	JOSÉ LUIS PÉREZ
FIRMA:	
FECHA:	5/06/07
PLANO N°: 21	DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO DARD-4
ESCALA: 1:100	

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA
SEPARACIÓN DE PARAFINAS LINEALES
PROCEDENTES DE QUEROSENO**

TOMO II

DOCUMENTO BÁSICO:

ANEXOS

ÍNDICE DE LOS ANEXOS (TOMO II)

ANEXO I. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS

1. INTRODUCCIÓN	7
2. PARAFINAS LINEALES	7
2.1. Propiedades físicas características	7
2.2. Procedimientos de estimación de las propiedades físicas	8
2.2.1. Fracción másica (Peso molecular).....	8
2.2.2. Densidad.....	9
2.2.2.1. Densidad de líquidos.....	9
2.2.2.2. Densidad de vapores.....	10
2.2.3. Viscosidad.....	11
2.2.3.1. Viscosidad de líquidos.....	11
2.2.3.2. Viscosidad de vapores.....	12
2.2.4. Capacidad calorífica.....	14
2.2.5. Conductividad térmica.....	15
2.2.6. Calor latente.....	16
2.2.7. Tensión superficial.....	16
2.2.8. Punto de inflamabilidad.....	18
2.3. Cálculo de las propiedades físicas	18
2.3.1. Alimentación a la planta.....	19
2.3.2. Vapor del plato ideal 17 de la columna Decano.....	27
2.3.3. Líquido del plato ideal 17 de la columna Decano.....	30
2.3.4. Vapor del plato ideal 4 de la columna Decano.....	31
2.3.5. Líquido del plato ideal 4 de la columna Decano.....	35

2.3.6. Vapor del plato ideal 3 de la columna Decano.....	36
2.3.7. Líquido del plato ideal 3 de la columna Decano	38
2.3.8. Vapor del plato ideal 1 de la columna Decano.....	40
2.3.9. Líquido del plato ideal 1 de la columna Decano (corriente de colas de la columna Decano).....	42
2.3.10. Corriente de cabeza de la columna Decano.....	45
2.3.11. Corriente vapor del calderín C-1	51
2.3.12. Residuo de la columna Decano	52
2.3.13. Vapor del plato ideal 43 de las columnas Tridecano (corriente de cabeza de las columnas Tridecano).....	54
2.3.14. Líquido del plato ideal 43 de las columnas Tridecano	59
2.3.15. Vapor del plato ideal 20 de las columnas Tridecano.....	60
2.3.16. Líquido del plato ideal 20 de las columnas Tridecano	62
2.3.17. Vapor del plato ideal 19 de las columnas Tridecano.....	64
2.3.18. Líquido del plato ideal 19 de las columnas Tridecano	66
2.3.19. Vapor del plato ideal 1 de las columnas Tridecano.....	67
2.3.20. Líquido del plato ideal 1 de las columnas Tridecano (corriente de colas de las columnas Tridecano).....	69
2.3.21. Corriente vapor de los calderines C-2 y C-3	72
2.3.22. Residuo de las columnas Tridecano	74
2.3.23. Vapor del plato ideal 35 de la columna Splitter (corriente de cabeza de la columna Splitter).....	76
2.3.24. Líquido del plato ideal ideal 35 de la columna Splitter.....	86
2.3.25. Vapor del plato ideal 19 de la columna Splitter	88
2.3.26. Líquido del plato ideal 19 de la columna Splitter.....	90

2.3.27. Vapor del plato ideal 18 de la columna Splitter	91
2.3.28. Líquido del plato ideal 18 de la columna Splitter.....	93
2.3.29. Vapor del plato ideal 1 de la columna Splitter	95
2.3.30. Líquido del plato ideal 1 de la columna Splitter (corriente de colas de la columna Splitter).....	97
2.3.31. Corriente vapor del calderín C-4	100
2.3.32. Residuo de la columna Splitter.....	101
3. FLUIDOS AUXILIARES	109
3.1. Tablas para la estimación de las propiedades físicas	109
3.2. Cálculo de las propiedades físicas	113
3.2.1. Aceite térmico.....	113
3.2.2. Agua de refrigeración	114
3.2.3. Aire atmosférico	115
ANEXO II. CÁLCULOS DE DISEÑO	
1. INTRODUCCIÓN.....	117
2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN	117
2.1. Datos de equilibrio.....	117
2.2. Columna Decano.....	120
2.2.1. Balances de materia	120
2.2.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	123
2.2.3. Determinación del número de etapas teóricas	127
2.2.3.1. Método de FUG	127
2.2.3.2. Método de etapa a etapa	142

2.2.4. Diseño Hidráulico	154
2.2.5. Determinación del número de platos reales.....	194
2.2.6. Diseño mecánico.....	198
2.2.6.1. Espesor de la columna Decano. Espesor del aislante	201
2.2.6.2. Espesor del faldón de la columna Decano.....	225
2.2.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	235
2.2.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	240
2.3. Columnas Tridecano	243
2.3.1. Balances de materia.....	243
2.3.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	246
2.3.3. Determinación del número de etapas teóricas	247
2.3.3.1. Método de FUG	247
2.3.3.2. Método de etapa a etapa	254
2.3.4. Diseño Hidráulico.....	270
2.3.5. Determinación del número de platos reales	297
2.3.6. Diseño mecánico.....	300
2.3.6.1. Espesor de las columnas Tridecano. Espesor del aislante.....	301
2.3.6.2. Espesor del faldón de la columna Tridecano.....	324
2.3.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	332
2.3.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	334

2.4. Columna Splitter	336
2.4.1. Balances de materia	336
2.4.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja	338
2.4.3. Determinación del número de etapas teóricas	340
2.4.3.1. Método de FUG	340
2.4.3.2. Método de etapa a etapa	346
2.4.4. Diseño Hidráulico	360
2.4.5. Determinación del número de platos reales	387
2.4.6. Diseño mecánico	390
2.4.6.1. Espesor de la columna Splitter. Espesor del aislante	391
2.3.6.2. Espesor del faldón de la columna Splitter	413
2.4.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa	421
2.4.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna	423

ANEXO I. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS

1. INTRODUCCIÓN

En este apartado de cálculo de las propiedades físicas se expondrán, en una primera parte, las propiedades físicas características de las sustancias principales presentes en la planta, es decir, decano, undecano, dodecano, tridecano, tetradecano, pentadecano y hexadecano; posteriormente, serán mostradas las fórmulas utilizadas para el cálculo de las distintas propiedades, y, finalmente, se presentarán, para cada una de las corrientes, los valores de las propiedades que han sido necesarios calcular para resolver los apartados constituyentes del Anexo II. En una segunda parte, se hará lo propio pero con los fluidos auxiliares del proceso, a saber aceite térmico, agua de refrigeración y aire atmosférico.

2. PARAFINAS LINEALES

2.1. Propiedades físicas características

Se referencian como propiedades físicas características aquéllas que definen unívocamente a una componente y, por tanto, son independientes de las condiciones de operación. A continuación, se ilustra una tabla que recopila tales propiedades para las sustancias de interés en la planta (Poling y col., 2001), siendo fundamental el conocimiento de sus valores para el cálculo de diversas propiedades adicionales:

Componentes	PM _i (g/mol)	T _{eb i, n} (°C)	T _{ci} (°C)	P _{ci} (atm)
n-decano	142,285	174,2	344,7	20,8
n-undecano	156,312	195,9	366,0	19,5
n-dodecano	170,338	216,3	385,0	18,0
n-tridecano	184,365	235,5	402,0	16,6
n-tetradecano	198,392	253,6	420,0	15,5
n-pentadecano	212,419	270,7	435,0	14,6
n-hexadecano	226,446	286,8	450,0	13,8

TABLA AI.2.1: Propiedades físicas características de las parafinas lineales (I)

Componentes	V_{ci} (cm ³ /mol)	ρ_{ci} (mol/cm ³)	Z_{ci}	ω_i
n-decano	624,0	0,00160	0,256	0,490
n-undecano	689,0	0,00145	0,257	0,537
n-dodecano	754,0	0,00133	0,251	0,576
n-tridecano	823,0	0,00122	0,246	0,618
n-tetradecano	894,0	0,00112	0,244	0,644
n-pentadecano	966,0	0,00104	0,243	0,685
n-hexadecano	1034,0	0,00097	0,241	0,718

TABLA AI.2.2: Propiedades físicas características de las parafinas lineales (II)

2.2. Procedimientos de estimación de las propiedades físicas¹

2.2.1. Fracción másica (Peso molecular)

Lógicamente, la fracción másica de un componente en una mezcla no es una propiedad de ésta; no obstante, se expondrá la forma de determinarla a partir de la fracción molar, ya que su conocimiento es imprescindible para la estimación de ciertas propiedades.

Para ello, se partirá de una mezcla cuya fracción molar es conocida. En primer lugar, se calculará para cada componente el producto:

$$x_i \cdot PM_i$$

y, posteriormente, se realizará el sumatorio de todos los productos resultantes:

$$PM = \sum x_i \cdot PM_i \quad [AI.2.1]$$

el cual proporciona el valor del peso molecular medio de la mezcla en cuestión. Finalmente, el cociente entre el producto $x_i \cdot PM_i$ de cada componente y el peso molecular medio de la mezcla da lugar a la fracción másica X_i de cada componente, esto es:

$$X_i = \frac{x_i \cdot PM_i}{PM} \quad [AI.2.2]$$

¹ Cuando el símbolo de una propiedad no esté acompañado de un subíndice “i”, dicha propiedad se referirá a la mezcla de hidrocarburos.

2.2.2. Densidad

2.2.2.1. Densidad de líquidos

Densidad de líquidos puros subenfriados

A partir de los datos experimentales proporcionados por Eslami (1999) de densidades a diferentes temperaturas para parafinas normales del rango C-9 a C-20, se ha propuesto, para el intervalo de C-10 a C-16, una expresión lineal que relaciona ambas variables con un coeficiente de correlación R^2 mayor a 0.9990 en todos los casos:

$$\rho_i (g/L) = a + b \cdot T(K) \quad [AI.2.3]$$

Componentes	a	b
n-decano	961,82	-0,7932
n-undecano	968,91	-0,7814
n-dodecano	974,53	-0,7683
n-tridecano	977,44	-0,7587
n-tetradecano	981,84	-0,7443
n-pentadecano	982,87	-0,7282
n-hexadecano	986,48	-0,7215

TABLA AI.2.3: Coeficientes de la expresión AI.2.3

Densidad de líquidos puros saturados

El volumen de líquido saturado para cada parafina se calculará mediante la siguiente expresión (Poling y col., 2001):

$$V_{S_i} = V_{c_i} \cdot Z_{c_i} \cdot \left[(1 - T/T_{c_i})^{2/7} \right] \quad [AI.2.4]$$

donde,

V_{S_i} (cm^3/mol), V_{c_i} (cm^3/mol), T (K) y T_{c_i} (K).

A partir de [AI.2.4] se obtiene fácilmente la densidad del líquido en el estado de saturación:

$$\rho_{S_i} = 1000 \cdot PM_i / V_{S_i} \quad [AI.2.5]$$

donde,

ρ_{S_i} (g/L), V_{S_i} (cm^3/mol) y PM_i (g/mol).

Densidad de mezclas de líquidos

La densidad de las mezclas líquidas será estimada mediante la relación (Ramos Carpio, 1997):

$$1/\rho = \sum X_i / \rho_i \quad [AI.2.6]$$

donde,

ρ (g/L) y ρ_i (g/L).

2.2.2.2. Densidad de vapores**Densidad de vapores puros**

La densidad de un vapor puro será calculada mediante la ecuación de los gases ideales:

$$\rho_i = P \cdot PM_i / R \cdot T \quad [AI.2.7]$$

donde,

ρ_i (g/L), P (atm), PM_i (g/mol), R (0.082 atm·L/mol·K) y T (K).

Densidad de mezclas de vapores

La densidad de la mezcla de vapores se calculará a partir de la ecuación [AI.2.7] pero corregida con el coeficiente de compresibilidad Z. En este caso, a diferencia de la densidad de un vapor puro, se considerará la desviación de la idealidad ya que es importante determinar el valor exacto de la densidad de la mezcla vapor debido a que ésta influirá directamente en el caudal volumétrico y, por tanto, como ya se verá, en el diseño hidráulico de las columnas:

$$\rho = Z \cdot P \cdot PM / R \cdot T \quad [AI.2.8]$$

donde,

ρ (g/L), PM (g/mol), P (atm), R (0.082 atm·L/mol·K) y T (K).

El factor de compresibilidad Z se obtendrá del gráfico adjunto (Maxwell, 1977), en el que $Z = f(T_r, P_r)$, siendo:

$$T_c = \sum x_i \cdot T_{ci} \quad [AI.2.9]$$

$$P_c = \sum x_i \cdot P_{ci} \quad [AI.2.10]$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad [AI.2.11]$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad [AI.2.12]$$

y T y T_c (K).

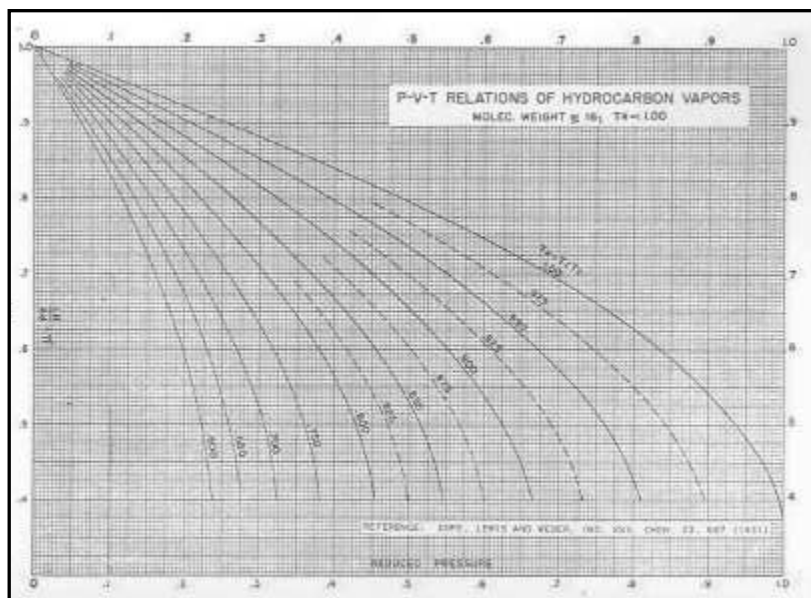


FIG. AI.2.1: Factor de compresibilidad para vapores de hidrocarburos

2.2.3. Viscosidad

2.2.3.1. Viscosidad de líquidos

Viscosidad de líquidos puros

La viscosidad de un líquido puro (a bajas presiones) se calculará mediante la siguiente expresión (Fitzgerald y Daubert, 1996):

$$\mu_i = 1000 \cdot \exp(A + B/T + C \cdot \ln T + D \cdot T^E) \quad [AI.2.13]$$

donde,

μ_i (cP = 1 mPa·s) y T (R), y los parámetros A, B, C, D y E presentan los siguientes valores, dependientes del tipo de compuesto:

	A	B	C	D	E
n-decano	-16,911	2761,2	0,7511	0	0
n-undecano	-19,992	3227,4	1,143	0	0
n-dodecano	-21,386	3497,4	1,32	0	0

n-tridecano	-21,815	3677,4	1,369	0	0
n-tetradecano	-21,245	3758,4	1,285	0	0
n-pentadecano	-19,952	3760,2	1,109	0	0
n-hexadecano	-20,902	3967,2	1,229	0	0

TABLA AI.2.4: Coeficientes de la expresión AI.2.13

Viscosidad de mezclas de líquidos

La viscosidad de las mezclas líquidas de hidrocarburos se puede estimar mediante la relación (Fitzgerald y Daubert, 1996):

$$\mu = \left[\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} \right]^3 \quad [AI.2.14]$$

donde,

μ (cP) y μ_i (cP).

2.2.3.2. Viscosidad de vapores

Viscosidad de vapores puros (a presión atmosférica)

Para predecir la viscosidad de un hidrocarburo puro en estado vapor a presión atmosférica se usará la siguiente ecuación (Fitzgerald y Daubert, 1996):

$$\mu_i^{1 \text{ atm}} = N / \xi \quad [AI.2.15]$$

donde,

$\mu_i^{1 \text{ atm}}$ (cP), y N y ξ se calculan a través de las expresiones siguientes:

$$N = 3.4 \cdot 10^{-4} \cdot T_{r_i}^{0.94} \quad [AI.2.16] \quad \text{para } Tr \leq 1.5$$

$$\xi = 5.4403 \cdot \frac{T_{c_i}^{(1/6)}}{PM_i^{0.5} \cdot P_{c_i}^{(2/3)}} \quad [AI.2.17]$$

donde,

T_{r_i} (R/R), T_{c_i} (R), PM_i (g/mol) y P_{c_i} (psi).

Viscosidad de mezclas de vapores (a presión atmosférica)

La viscosidad de una mezcla de vapores de hidrocarburos a baja presión se puede estimar con la siguiente expresión (Fitzgerald y Daubert, 1996):

$$\mu^{1 atm} = \sum \left[\frac{\mu_i^{1 atm}}{1 + \sum \left(\frac{\phi_{ij}^{1 atm} \cdot y_j}{y_i} \right)} \right] \quad [AI.2.18]$$

donde,

$\mu^{1 atm}$ (cP) y $\mu_i^{1 atm}$ (cP), y el parámetro de interacción $\phi_{ij}^{1 atm}$ se expresa tal como sigue:

$$\phi_{ij}^{1 atm} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i^{1 atm}}{\mu_j^{1 atm}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{PM_i}{PM_j} \right)^{0.25} \right]^2}{\sqrt{8} \cdot \left(1 + \frac{PM_i}{PM_j} \right)^{0.5}} \quad [AI.2.19]$$

donde,

$\mu_i^{1 atm}$ (cP), $\mu_j^{1 atm}$ (cP), PM_i (g/mol) y PM_j (g/mol).

Viscosidad de mezclas de vapores

La viscosidad de una mezcla de vapores a la presión de trabajo (2 atm, superior a la atmosférica) se calculará a partir de la correspondiente a la presión atmosférica mediante la expresión inferior (Fitzgerald y Daubert, 1996):

$$(\mu - \mu^{1 atm}) \cdot \xi = 10.8 \cdot 10^{-5} \cdot \left[\exp(1.439 \cdot \rho_r) - \exp(-1.11 \cdot \rho_r^{1.858}) \right] \quad [AI.2.20]$$

donde,

μ (cP) y $\mu^{1 atm}$ (cP), y el parámetro ξ se expresa tal como sigue:

$$\xi = 5.4403 \cdot \frac{T_c^{(1/6)}}{PM^{0.5} \cdot P_c^{(2/3)}} \quad [AI.2.21]$$

donde,

PM (g/mol), T_c (R) y P_c (psi), calculándose estas variables mediante las expresiones [AI.2.1], [AI.2.9] y [AI.2.10], respectivamente.

En relación con la variable ρ_r de la expresión [AI.2.20], se determina a través de:

$$\rho_r = \frac{\rho}{\rho_c} \quad [AI.2.22]$$

viniendo dada ρ_c por:

$$1/\rho_c = \sum Y_i \cdot \rho_{ci} \quad [AI.2.23]$$

2.2.4. Capacidad calorífica

Capacidad calorífica de líquidos puros

La expresión que determinará la capacidad calorífica de un líquido puro será la siguiente (Poling y col., 2001):

$$Cp_i = Cp_{o_i} + R \left\{ 1.586 + \frac{0.49}{1 - T_{r_i}} + \omega \left[4.2775 + 6.3 \cdot \frac{(1 - T_{r_i})^{1/3}}{T_{r_i}} + \frac{0.4355}{1 - T_{r_i}} \right] \right\} \quad [AI.2.24]$$

donde,

Cp_i (J/mol·K), Cp_{o_i} (J/mol·K), R (8.31439 J/mol·K) y T_{r_i} (K/K).

A su vez, la capacidad calorífica de un gas ideal, Cp_{o_i} , se obtiene mediante la siguiente expresión (Poling y col., 2001):

$$Cp_{o_i} = R \cdot (a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4) \quad [AI.2.25]$$

donde,

Cp_{o_i} (J/mol·K), R (8.31439 J/mol·K) y T (K), y los parámetros a , a_0 , a_1 , a_2 , a_3 y a_4 toman los valores presentados en la tabla adjunta para cada uno de los compuestos:

	a_0	$a_1 \cdot 10^3$	$a_2 \cdot 10^5$	$a_3 \cdot 10^8$	$a_4 \cdot 10^{11}$
n-decano	13,467	4,139	23,127	-30,477	11,97
n-undecano	---	---	---	---	---
n-dodecano	17,229	-7,242	31,922	-42,322	17,022
n-tridecano	18,546	-7,636	34,604	-45,978	18,509
n-tetradecano	18,375	6,585	32,307	-42,663	16,59
n-pentadecano	21,18	-8,424	39,969	-53,29	21,482
n-hexadecano	39,747	-206,152	114,814	-155,548	67,534

TABLA AI.2.5: Coeficientes de la expresión AI.2.25

Comentar que el valor de Cp_{o_i} para el undecano se calculará como un valor medio entre el correspondiente al decano y al dodecano para unas condiciones determinadas. Luego, a partir de la ecuación [AI.2.24], se obtendrá el valor final de su Cp .

Capacidad calorífica de mezclas de líquidos

La capacidad calorífica de las mezclas líquidas se estimará mediante la relación (Ramos Carpio, 1997):

$$C_p = \sum x_i \cdot C_{p_i} \quad [AI.2.26]$$

donde,

C_p (J/mol·K) y C_{p_i} (J/mol·K).

2.2.5. Conductividad térmica

Conductividad térmica de líquidos puros

Para el cálculo de la conductividad térmica de un líquido puro se considerará la siguiente correlación (Poling y col., 2001):

$$k_i = \frac{A_i \cdot (1 - T_{r_i})^{0.38}}{T_{r_i}^{1/6}} \quad [AI.2.27]$$

donde,

k_i (W/m·K) y T_{r_i} (K/K), y el parámetro A_i viene definido por:

$$A_i = \frac{A^* \cdot T_{eb\ i,n}^\alpha}{PM_i^\beta \cdot T_{c_i}^\gamma} \quad [AI.2.28]$$

donde, $T_{eb\ i,n}$ (K), T_{c_i} (K) y PM_i (g/mol), y los parámetros A^* , α , β y γ son mostrados en la tabla adjunta:

Tipo de compuesto	A*	α	β	γ
Hidrocarburos saturados	0.00350	1.2	0.5	0.167
Olefinas	0.0361	1.2	1.0	0.167
Cicloparafinas	0.0310	1.2	1.0	0.167
Aromáticos	0.0346	1.2	1.0	0.167
Alcoholes	0.00339	1.2	0.5	0.167
Ácidos orgánicos	0.00319	1.2	0.5	0.167
Cetonas	0.00383	1.2	0.5	0.167
Ésteres	0.0415	1.2	1.0	0.167
Éteres	0.0385	1.2	1.0	0.167

TABLA AI.2.6: Parámetros de la expresión AI.2.28

Conductividad térmica de mezclas de líquidos

La conductividad térmica de las mezclas de líquidos será calculada mediante la siguiente ecuación, válida para sistemas acuosos (Poling y col., 2001):

$$k = \left(\sum X_i \cdot k_i^{-2} \right)^{-1/2} \quad [AI.2.29]$$

donde,

k ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$) y k_i ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

2.2.6. Calor latente

Calor latente de líquidos o vapores puros

El calor latente de vaporización (o condensación) de un líquido puro (o de un vapor puro) se obtendrá a partir de la siguiente fórmula (Poling y col., 2001):

$$\lambda_i = R \cdot T_{c_i} \cdot \left[7.08 \cdot (1 - T_{r_i})^{0.354} + 10.95 \cdot \omega_i \cdot (1 - T_{r_i})^{0.456} \right] \quad [AI.2.30]$$

donde,

λ_i (J/mol), R (8.31439 J/mol·K), T_{c_i} y T_{r_i} (K/K).

Calor latente de mezclas de líquidos o vapores

El calor latente de vaporización (o condensación) de una mezcla líquida (o de una mezcla vapor) será determinado mediante la relación (Ramos Carpio, 1997):

$$\lambda = \sum x_i \cdot \lambda_i \quad [AI.2.31]$$

donde,

λ (J/mol) y λ_i (J/mol).

2.2.7. Tensión superficial

Tensión superficial de un líquido puro

Para su determinación, se empleará una relación entre la tensión superficial y las densidades del líquido y del vapor (Poling y col., 2001):

$$\sigma_i = \{ [P] \cdot (\rho_{L_i} - \rho_{V_i}) \}^4 \quad [AI.2.32]$$

donde,

σ_i ($\text{dyn}/\text{cm} = \text{mN}/\text{m}$), ρ_{L_i} (mol/cm^3) y ρ_{V_i} (mol/cm^3). El parámetro $[P]$, independiente de la temperatura, se denomina paracor y se estima a partir de la estructura de la molécula.

Las contribuciones de los grupos de la molécula al cálculo del valor de [P] se muestran a continuación:

C		9
H		15,5
CH₃		55,5
CH₂ en – (CH₂)_n-	n<12	40
	n>12	40,3

TABLA AI.2.7: Contribuciones estructurales para el cálculo del Parachor

Según esto, resultan los siguientes valores de [P] para cada una de las parafinas lineales del sistema:

Componentes	[P]
n-decano	431,0
n-undecano	471,0
n-dodecano	511,0
n-tridecano	554,3
n-tetradecano	594,6
n-pentadecano	634,9
n-hexadecano	675,2

TABLA AI.2.8: Parachor correspondiente a cada una de las parafinas normales

Tensión superficial de mezclas de líquidos

La tensión superficial de las mezclas líquidas se determinará con la forma general (Poling y col., 2001):

$$\sigma^R = \sum x_i \cdot \sigma_i^R \quad [AI.2.33]$$

donde,

σ (dyn/cm) y σ_i (dyn/cm). Para la mayoría de las mezclas de hidrocarburos, R=1; por tanto, se considerará ese valor.

2.2.8. Punto de inflamabilidad

Punto de inflamabilidad de líquidos puros

El punto de inflamabilidad o flash point de un hidrocarburo se obtendrá usando la siguiente ecuación lineal (Albahri, 2003):

$$T_{FP\ i} = 0.683 \cdot T_{eb\ i,n} - 71.7 \quad [AI.2.34]$$

donde,

$T_{FP\ i}$ (°C) y $T_{eb\ i,n}$ (°C).

Punto de inflamabilidad de mezclas de líquidos

El flash point de una mezcla de hidrocarburos será calculado mediante la relación (Maxwell, 1977):

$$T_{FP} = \sum x_i \cdot T_{FP\ i} \quad [AI.2.35]$$

donde,

T_{FP} (°C) y $T_{FP\ i}$ (°C).

2.3. Cálculo de las propiedades físicas

Como se ha podido comprobar en las fórmulas anteriormente expuestas, las propiedades físicas del líquido dependen, fundamentalmente, de la temperatura, mientras que las del vapor dependen adicionalmente de la presión; no obstante, el vapor siempre se encontrará en el sistema a una presión promedio de 2 atm. Así, se mostrará para cada corriente (entendiéndose por ésta el conjunto de todas las que presentan una misma composición) los valores de las propiedades de interés a las distintas temperaturas a la que dicha corriente se ve expuesta (según la temperatura, será necesario estimar unas u otras propiedades). Por tanto, se corresponderán con datos de partida de cada corriente las fracciones molares y las temperaturas.

2.3.1. Alimentación a la planta

Componentes	x_i	$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,114	16,220	0.095
n-C11	0,258	40,328	0.236
n-C12	0,263	44,799	0.262
n-C13	0,216	39,823	0.233
n-C14	0,119	23,609	0.138
n-C15	0,025	5,310	0.031
n-C16	0,005	1,132	0.007
Total	1,000	171.222 [AI.2.1]	1.000

$$PM = 171.222 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 175.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 175.0 \text{ °C} + 273 = 448 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g)·10 ⁴
n-C10	606,47	1.56
n-C11	618,84	3.81
n-C12	630,33	4.15
n-C13	637,54	3.65
n-C14	648,39	2.13
n-C15	656,64	0.47
n-C16	663,25	0.10
Total		15.87 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 15.87 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 630.29 \text{ g/L} = 630.29 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 175.0 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 806.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,2116	0,0679
n-C11	0,2385	0,1600
n-C12	0,2704	0,1701
n-C13	0,3055	0,1455
n-C14	0,3404	0,0831
n-C15	0,3827	0,0182
n-C16	0,4271	0,0038
Total		0,6485

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6485 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.6485 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.2727 \text{ cP} = \mu}$$

Temperatura: 181.7 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 181.7 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 818.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,2034	0,0670
n-C11	0,2287	0,1578
n-C12	0,2587	0,1676
n-C13	0,2915	0,1432
n-C14	0,3239	0,0817
n-C15	0,3633	0,0178
n-C16	0,4046	0,0037
Total		0,6389

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6389 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.6389 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.2608 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

$$T^a = 181.7 \text{ °C} + 273 = 454.7 \text{ K}$$

Componentes	C_{p0i} (J/mol·K) [AI.2.25]	C_{pi} (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{pi}$ (J/mol·K)
n-C10	329,5	404,6	46,1
n-C11	361,9	441,2	113,8
n-C12	394,3	477,4	125,6

n-C13	426,6	514,2	111,1
n-C14	458,5	549,3	65,4
n-C15	491,1	586,7	14,7
n-C16	549,0	648,7	3,2
Total			479,8 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 479.8 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K)⁻²
n-C10	0,0965	10,18
n-C11	0,1008	23,18
n-C12	0,1043	24,04
n-C13	0,1072	20,24
n-C14	0,1099	11,41
n-C15	0,1121	2,47
n-C16	0,1140	0,51
Total		92,02

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 92.02 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(92.02 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.1042 \text{ W/m/K} = k}$$

Temperatura: 188.4 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 188.4 \text{ °C} + 273 = 461.4 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10⁴
n-C10	595,85	1.59
n-C11	608,38	3.87
n-C12	620,04	4.22
n-C13	627,38	3.71
n-C14	638,43	2.16
n-C15	646,89	0.48
n-C16	653,59	0.10

Total	16.13 [AI.2.6]
--------------	-------------------

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 16.13 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 620.02 \text{ g/L} = 620.02 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 188.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 830.8 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1958	0,0662
n-C11	0,2196	0,1557
n-C12	0,2479	0,1652
n-C13	0,2786	0,1411
n-C14	0,3088	0,0804
n-C15	0,3454	0,0175
n-C16	0,3840	0,0036
Total		0,6298

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6298 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.6298 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.2498 \text{ cP} = \mu}}$$

Temperatura: 190.6 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 190.6 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 834.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1935	0,0659
n-C11	0,2168	0,1550
n-C12	0,2445	0,1645
n-C13	0,2747	0,1404
n-C14	0,3042	0,0800
n-C15	0,3399	0,0174
n-C16	0,3777	0,0036
Total		0,6269

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6269 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.6269 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.2464 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

$$T^a = 190.6 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 463.6 \text{ K}$$

Componentes	Cp _{o i} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp _i (J/mol·K) [AI.2.24]	x _i · Cp _i (J/mol·K)
n-C10	334,7	410,2	46,8
n-C11	367,6	447,0	115,3
n-C12	400,5	483,5	127,2
n-C13	433,3	520,6	112,5
n-C14	465,7	556,0	66,2
n-C15	498,9	593,8	14,8
n-C16	558,3	657,3	3,3
Total			486.0 [AI.2.26]

$$AI.2.26 \rightarrow Cp = \underline{486.0 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k _i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	X _i · k _i ⁻² (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0942	10,69
n-C11	0,0986	24,22
n-C12	0,1022	25,03
n-C13	0,1052	21,01
n-C14	0,1080	11,82
n-C15	0,1102	2,55
n-C16	0,1122	0,53
Total		95,84

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 95.84 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(95.84 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.1021 \text{ W/m/K} = k}$$

Temperatura: 192.7°C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 192.7 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 465.7 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) $\cdot 10^4$
n-C10	592,40	1.60
n-C11	604,99	3.89
n-C12	616,71	4.24
n-C13	624,09	3.73
n-C14	635,20	2.17
n-C15	643,73	0.48
n-C16	650,46	0.10
Total		16.22 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 16.22 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 616.68 \text{ g/L} = 616.68 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ Viscosidad:

$$T^a = 1.8 \cdot 192.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 838.6 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1912	0,0657
n-C11	0,2141	0,1543
n-C12	0,2413	0,1637
n-C13	0,2708	0,1397
n-C14	0,2996	0,0796
n-C15	0,3346	0,0174
n-C16	0,3715	0,0036
Total		0,6241

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6241 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.6241 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.2431 \text{ cP} = \mu}$$

Temperatura: 216.4°C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ Densidad:

$$T^a = 216.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 489.4 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) $\cdot 10^4$
n-C10	573,66	1.65
n-C11	586,52	4.02

n-C12	598,55	4.37
n-C13	606,16	3.84
n-C14	617,61	2.23
n-C15	626,51	0.50
n-C16	633,40	0.10
Total		16.71 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 16.71 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 598.54 \text{ g/L} = 598.54 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 216.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 881.1 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP^(1/3))
n-C10	0,1693	0,0631
n-C11	0,1881	0,1478
n-C12	0,2106	0,1565
n-C13	0,2345	0,1332
n-C14	0,2572	0,0757
n-C15	0,2847	0,0164
n-C16	0,3142	0,0034
Total		0,5961

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5961 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.5961 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.2118 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	$C_{p_o i}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	$C_{p i}$ (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{p i}$ (J/mol·K)
n-C10	349,4	427,4	48,7
n-C11	383,8	464,4	119,8
n-C12	418,2	501,6	131,9
n-C13	452,4	539,5	116,5
n-C14	486,2	575,9	68,5
n-C15	520,8	614,7	15,4
n-C16	584,2	681,7	3,4

Total			504.3 [AI.2.26]
--------------	--	--	--------------------

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 504.3 \text{ J / mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0870	12,51
n-C11	0,0920	27,83
n-C12	0,0960	28,40
n-C13	0,0992	23,62
n-C14	0,1023	13,17
n-C15	0,1047	2,83
n-C16	0,1068	0,58
Total		108,94

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 108.94 \text{ (W / m / K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(108.94 \text{ (W / m / K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.0958 \text{ W / m / K} = k}$$

Temperatura: 240.0 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 240.0 \text{ °C} + 273 = 513.0 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	274,67	518,02	1,83
n-C11	293,20	533,12	4,42
n-C12	307,39	554,15	4,72
n-C13	323,80	569,37	4,08
n-C14	342,42	579,39	2,38
n-C15	363,01	585,16	0,53
n-C16	380,57	595,01	0,11
Total			18,07 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.07 \cdot 10^{-4} \text{ L / g} \Rightarrow \underline{\rho = 553.28 \text{ g / L} = 553.28 \text{ Kg / m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 240.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 923.7 \text{ } R$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1518	0,0608
n-C11	0,1677	0,1423
n-C12	0,1867	0,1503
n-C13	0,2064	0,1277
n-C14	0,2245	0,0723
n-C15	0,2464	0,0157
n-C16	0,2706	0,0032
Total		0,5723

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5723 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{\text{[AI.2.14]}} \mu = \left(0.5723 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.1874 \text{ cP} = \mu}}$$

2.3.2. Vapor del plato ideal 17 de la columna Decano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,982	139,718	0,980
n-C11	0,018	2,816	0,020
n-C12	0,000	0,004	0,000
n-C13	0,000	0,000	0,000
n-C14	0,000	0,000	0,000
n-C15	0,000	0,000	0,000
n-C16	0,000	0,000	0,000
Total	1,000	142.538 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{\underline{PM = 142.538 \text{ g/mol}}}$$

Temperatura: 204.1 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 204.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 477.1 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	338,48	20,45
n-C11	6,59	0,35
n-C12	0,01	0,00
n-C13	0,00	0,00
n-C14	0,00	0,00
n-C15	0,00	0,00
n-C16	0,00	0,00
Total	345.1 [AI.2.9]	20.80 [AI.2.10]

$$\left. \begin{array}{l}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 345.1 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{477.1 \text{ K}}{(345.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 273) \text{ K}} = 0.772 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 20.80 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{20.80 \text{ atm}} = 0.096
 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.91$$

↓ [AI.2.8]

$$\underline{\underline{\rho = 8.00 \text{ g/L} = 8.00 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 204.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 859.1 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componentes	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	μ_i (cP) $\cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,67	3,23	8,25
n-C11	2,58	3,24	7,98
n-C12	2,51	3,30	7,63
n-C13	2,45	3,36	7,31
n-C14	2,39	3,40	7,04
n-C15	2,35	3,43	6,84
n-C16	2,30	3,46	6,65

Ya se está en disposición de obtener el valor de $\mu^{1 atm}$ a través de las expresiones [AI.2.18] y [AI.2.19]; sin embargo, al tratarse de un procedimiento excesivamente tedioso, únicamente se presentará su desarrollo para un plato, concretamente, el siguiente en analizar (a diferencia de éste, en él la mezcla vapor está constituida por varios componentes), limitándose en los restantes a presentar directamente el resultado:

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.25 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i/\rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	4,299
n-C11	0,227	0,087
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,000
n-C14	0,222	0,000
n-C15	0,220	0,000
n-C16	0,219	0,000
Total		4.386 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.386 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.386 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 8.00 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.386 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0351$$

• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 2.080$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.30 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.3. Líquido del plato ideal 17 de la columna Decano

Componentes	x_i
n-C10	0,971
n-C11	0,029
n-C12	0,000
n-C13	0,000
n-C14	0,000
n-C15	0,000
n-C16	0,000
Total	1,000

$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
138,216	0,969
4,461	0,031
0,010	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
142.687 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 142.687 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 204.1 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 204.1 \text{ °C} + 273 = 477.1 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	255,57	556,74	17,40
n-C11	275,19	568,02	0,55
n-C12	289,92	587,53	0,00
n-C13	306,52	601,49	0,00
n-C14	325,34	609,79	0,00
n-C15	345,87	614,17	0,00
n-C16	363,44	623,06	0,00
Total			17.95 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 17.95 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 557.09 \text{ g/L} = 557.09 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	7,27	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$3,91 \cdot 10^{-3}$	7,67	7,45
n-C11	7,99	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$3,63 \cdot 10^{-3}$	8,11	0,23
n-C12	8,70	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$3,45 \cdot 10^{-3}$	9,09	0,00
n-C13	9,42	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$3,26 \cdot 10^{-3}$	10,04	0,00
n-C14	10,13	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$3,07 \cdot 10^{-3}$	10,43	0,00
n-C15	10,85	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$2,89 \cdot 10^{-3}$	10,57	0,00
n-C16	11,57	$5.11 \cdot 10^{-2}$	$2,75 \cdot 10^{-3}$	11,05	0,00
Total					7,69 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 7.69 \text{ dyn/cm} = \underline{7.69 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = \sigma$$

2.3.4. Vapor del plato ideal 4 de la columna Decano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,307	43.614	0,278
n-C11	0,445	69.571	0,444
n-C12	0,175	29.891	0,191
n-C13	0,058	10.740	0,069
n-C14	0,013	2.652	0,017
n-C15	0,001	0.253	0,002
n-C16	0,000	0.023	0,000
Total	1,000	156.744 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 156.744 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 231.1 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 231.1 \text{ °C} + 273 = 504.1 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	105,6	6,38
n-C11	162,9	8,70
n-C12	67,5	3,15
n-C13	23,4	0,97
n-C14	5,6	0,21
n-C15	0,5	0,02
n-C16	0,1	0,00
Total	365,7 [AI.2.9]	19,42 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 365.7 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r &= \frac{504.1 \text{ K}}{(365.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 273) \text{ K}} = 0.789 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 19.42 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r &= \frac{2 \text{ atm}}{19.42 \text{ atm}} = 0.103
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.915$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 8.28 \text{ g/L} = 8.28 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ Viscosidad:

$$T^a = 1.8 \cdot 231.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 907.7 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componentes	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	μ_i (cP) $\cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,81	3,23	8,69
n-C11	2,72	3,24	8,41
n-C12	2,65	3,30	8,03
n-C13	2,58	3,36	7,70
n-C14	2,52	3,40	7,42
n-C15	2,47	3,43	7,21
n-C16	2,42	3,46	7,01

Interacción i-j	μ_i/μ_j	PM_i/PM_j	ϕ_{ij} [1.19]	y_j/y_i	$\phi_{ij} \cdot (y_j/y_i)$	$\mu_i/\{1+\Sigma[\phi_{ij} \cdot (y_j/y_i)]\}$ (cP)
C10-C11	1,033	0,910	1,016	1,452	1,475	
C10-C12	1,082	0,835	1,038	0,572	0,594	
C10-C13	1,128	0,772	1,058	0,190	0,201	
C10-C14	1,171	0,717	1,075	0,044	0,047	
C10-C15	1,206	0,670	1,087	0,004	0,004	
C10-C16	1,240	0,628	1,099	0,000	0,000	
Σ					2,322	$2.62 \cdot 10^{-3}$
C11-C10	0,968	1,099	0,983	0,689	0,677	
C11-C12	1,047	0,918	1,023	0,394	0,403	
C11-C13	1,092	0,848	1,043	0,131	0,137	
C11-C14	1,133	0,788	1,061	0,030	0,032	
C11-C15	1,167	0,736	1,074	0,003	0,003	
C11-C16	1,200	0,690	1,086	0,000	0,000	
Σ					1,252	$3.73 \cdot 10^{-3}$
C12-C10	0,924	1,197	0,960	1,747	1,676	
C12-C11	0,955	1,090	0,977	2,536	2,478	
C12-C13	1,043	0,924	1,021	0,332	0,339	
C12-C14	1,083	0,859	1,039	0,076	0,079	
C12-C15	1,115	0,802	1,053	0,007	0,007	
C12-C16	1,147	0,752	1,065	0,001	0,001	
Σ					4,580	$1.44 \cdot 10^{-3}$
C13-C10	0,886	1,296	0,938	5,262	4,933	
C13-C11	0,916	1,179	0,955	7,640	7,300	
C13-C12	0,959	1,082	0,979	3,012	2,948	
C13-C14	1,038	0,929	1,019	0,229	0,234	
C13-C15	1,069	0,868	1,033	0,020	0,021	
C13-C16	1,099	0,814	1,046	0,002	0,002	
Σ					15,439	$0.47 \cdot 10^{-3}$
C14-C10	0,854	1,394	0,918	22,933	21,044	
C14-C11	0,882	1,269	0,936	33,298	31,166	
C14-C12	0,923	1,165	0,960	13,128	12,598	
C14-C13	0,963	1,076	0,981	4,358	4,276	
C14-C15	1,029	0,934	1,014	0,089	0,090	
C14-C16	1,059	0,876	1,028	0,008	0,008	
Σ					69,182	$0.11 \cdot 10^{-3}$
C15-C10	0,829	1,493	0,902	257,422	232,117	
C15-C11	0,857	1,359	0,920	373,775	344,031	

C15-C12	0,897	1,247	0,944	147,365	139,160	
C15-C13	0,936	1,152	0,966	48,923	47,264	
C15-C14	0,972	1,071	0,985	11,225	11,061	
C15-C16	1,029	0,938	1,014	0,086	0,087	
Σ					773,720	0.01·10 ⁻³
C16-C10	0,806	1,591	0,886	257,422	228,083	
C16-C11	0,833	1,449	0,905	373,775	338,294	
C16-C12	0,872	1,329	0,929	147,365	136,931	
C16-C13	0,910	1,228	0,951	48,923	46,536	
C16-C14	0,944	1,141	0,971	11,225	10,897	
C16-C15	0,972	1,066	0,986	1,000	0,986	
Σ					761,727	0.01·10 ⁻³
Σ						8.38·10 ⁻³ [AI.2.18]

$$[AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.38 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i/\rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	1,220
n-C11	0,227	1,956
n-C12	0,226	0,844
n-C13	0,224	0,306
n-C14	0,222	0,076
n-C15	0,220	0,007
n-C16	0,219	0,001
Total		4.411 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.411 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.411 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 8.28 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.411 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0365$$

• $[AI.2.21] \Rightarrow \xi = 1.902$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.44 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.5. Líquido del plato ideal 4 de la columna Decano

Componentes	x_i	$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,183	25,978	0,160
n-C11	0,404	63,079	0,388
n-C12	0,242	41,254	0,253
n-C13	0,122	22,564	0,139
n-C14	0,043	8,481	0,052
n-C15	0,006	1,231	0,008
n-C16	0,001	0,171	0,001
Total	1,000	162.758 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 162.758 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 231.1 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 231.1 \text{ °C} + 273 = 504.1 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	269,42	528,11	3,02
n-C11	288,33	542,13	7,15
n-C12	302,71	562,72	4,50
n-C13	319,20	577,58	2,40
n-C14	337,90	587,13	0,89
n-C15	358,50	592,53	0,13
n-C16	376,08	602,12	0,02
Total			18,11 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.11 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 552.23 \text{ g/L} = 552.23 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,88	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$3,71 \cdot 10^{-3}$	6,21	1,13
n-C11	7,56	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$3,47 \cdot 10^{-3}$	6,73	2,72
n-C12	8,24	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$3,30 \cdot 10^{-3}$	7,66	1,85
n-C13	8,91	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$3,13 \cdot 10^{-3}$	8,54	1,05
n-C14	9,59	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$2,96 \cdot 10^{-3}$	8,98	0,38
n-C15	10,27	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$2,79 \cdot 10^{-3}$	9,17	0,05
n-C16	10,95	$4.83 \cdot 10^{-2}$	$2,66 \cdot 10^{-3}$	9,65	0,01
Total					7,20 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 7.20 \text{ dyn/cm} = \underline{7.20 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = \sigma}$$

2.3.6. Vapor del plato ideal 3 de la columna Decano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,246	35,060	0,218
n-C11	0,373	58,293	0,362
n-C12	0,223	37,943	0,235
n-C13	0,113	20,754	0,129
n-C14	0,039	7,800	0,048
n-C15	0,005	1,133	0,007
n-C16	0,001	0,158	0,001
Total	1,000	161.140 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 161.140 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 239.5 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 239.5 \text{ °C} + 273 = 512.5 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci} (^{\circ} C)$	$y_i \cdot P_{ci} (atm)$
n-C10	84,9	5,13
n-C11	136,5	7,29
n-C12	85,8	4,00
n-C13	45,3	1,87
n-C14	16,5	0,61
n-C15	2,3	0,08
n-C16	0,3	0,01
Total	371.6 [AI.2.9]	18.98 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 371.6 \text{ } ^{\circ}C \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{512.5 \text{ K}}{(371.6 \text{ } ^{\circ}C + 273) \text{ K}} = 0.795 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 18.98 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{18.98 \text{ atm}} = 0.105
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{FIG. AI.2.1} Z = 0.91$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 8.42 \text{ g/L} = 8.42 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ Viscosidad:

$$T^a = 1.8 \cdot 239.5 \text{ } ^{\circ}C + 32 + 459.7 = 922.8 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,85	3,23	8,83
n-C11	2,76	3,24	8,54
n-C12	2,69	3,30	8,16
n-C13	2,62	3,36	7,82
n-C14	2,56	3,40	7,53
n-C15	2,51	3,43	7,32
n-C16	2,46	3,46	7,12

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.40 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i$ (g/ cm ³)	Y_i/ρ_{ci} (cm ³ /g)
n-C10	0,228	0,954
n-C11	0,227	1,595
n-C12	0,226	1,042
n-C13	0,224	0,575
n-C14	0,222	0,218
n-C15	0,220	0,032
n-C16	0,219	0,004
Total		4.421 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.421 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.421 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 8.42 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.421 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0372$$

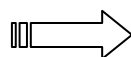
• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 1.849$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.46 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.7. Líquido del plato ideal 3 de la columna Decano

Componentes	x_i
n-C10	0,127
n-C11	0,289
n-C12	0,259
n-C13	0,196
n-C14	0,103
n-C15	0,021
n-C16	0,004
Total	1,000



$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
18,109	0,107
45,184	0,267
44,136	0,260
36,228	0,214
20,433	0,121
4,452	0,026
0,930	0,005
169.471 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 169.471 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 239.5 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 239.5 \text{ °C} + 273 = 512.5 \text{ K}$$

Componentes	$V_{Si} \text{ (cm}^3\text{/mol)}$ [AI.2.4]	$\rho_{Si} \text{ (g/L)}$ [AI.2.5]	$X_i/\rho_i \text{ (L/g)} \cdot 10^4$
n-C10	274,37	518,59	2,06
n-C11	292,93	533,62	5,00
n-C12	307,12	554,62	4,70
n-C13	323,55	569,83	3,75
n-C14	342,16	579,82	2,08
n-C15	362,76	585,57	0,45
n-C16	380,32	595,41	0,09
Total			18.12 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.12 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 551.75 \text{ g/L} = 551.75 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	$\rho_{vi} \text{ (g/L)}$ [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	$\sigma_i \text{ (dyn/cm)}$ [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,77	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$3,64 \cdot 10^{-3}$	5,78	0,74
n-C11	7,43	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$3,41 \cdot 10^{-3}$	6,32	1,83
n-C12	8,10	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$3,26 \cdot 10^{-3}$	7,23	1,87
n-C13	8,77	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$3,09 \cdot 10^{-3}$	8,10	1,59
n-C14	9,44	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$2,92 \cdot 10^{-3}$	8,54	0,88
n-C15	10,10	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$2,76 \cdot 10^{-3}$	8,75	0,18
n-C16	10,77	$4.76 \cdot 10^{-2}$	$2,63 \cdot 10^{-3}$	9,23	0,04
Total					7,13 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 7.13 \text{ dyn/cm} = \underline{7.13 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = \sigma}$$

2.3.8. Vapor del plato ideal 1 de la columna Decano

Componentes	y_i
n-C10	0,228
n-C11	0,376
n-C12	0,231
n-C13	0,118
n-C14	0,041
n-C15	0,006
n-C16	0,001
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
32,415	0,200
58,701	0,363
39,423	0,244
21,724	0,134
8,154	0,050
1,180	0,007
0,164	0,001
161.760 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 161.760 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 240.4 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 240.4 \text{ °C} + 273 = 513.4 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	78,5	4,74
n-C11	137,5	7,34
n-C12	89,1	4,16
n-C13	47,4	1,95
n-C14	17,26	0,64
n-C15	2,4	0,08
n-C16	0,3	0,01
Total	372.5 [AI.2.9]	18.92 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 372.4 \text{ °C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{513.4 \text{ K}}{(372.4 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.795 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 18.92 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{18.92 \text{ atm}} = 0.106
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{FIG. AI.2.1} Z = 0.91$$

$$\downarrow [AI.2.8] \\
 \rho = 8.44 \text{ g/L} = 8.44 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 240.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 924.4 \text{ } R$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,86	3,23	8,84
n-C11	2,77	3,24	8,55
n-C12	2,69	3,30	8,17
n-C13	2,63	3,36	7,84
n-C14	2,56	3,40	7,55
n-C15	2,51	3,43	7,33
n-C16	2,46	3,46	7,13

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 \text{ atm}} = 8.40 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i / \rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	0,879
n-C11	0,227	1,600
n-C12	0,226	1,079
n-C13	0,224	0,599
n-C14	0,222	0,227
n-C15	0,220	0,033
n-C16	0,219	0,005
Total		4.422 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.422 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.422 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 8.40 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.422 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0373$$

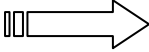
• [AI.2.21] ⇒ $\xi = 1.842$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.46 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.9. Líquido del plato ideal 1 de la columna Decano (corriente de colas de la columna Decano)

Componentes	x_i
n-C10	0,116
n-C11	0,287
n-C12	0,265
n-C13	0,202
n-C14	0,106
n-C15	0,021
n-C16	0,004
Total	1,000



$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
16,503	0,097
44,785	0,263
45,071	0,265
37,217	0,219
20,932	0,123
4,538	0,027
0,943	0,006
169.990 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 169.990 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 240.4 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 240.4 \text{ °C} + 273 = 513.4 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	274,90	517,58	1,88
n-C11	293,42	532,73	4,95
n-C12	307,60	553,77	4,79
n-C13	324,01	569,01	3,85
n-C14	342,62	579,05	2,13
n-C15	363,21	584,84	0,46
n-C16	380,77	594,70	0,09
Total			18.13 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.13 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 551.48 \text{ g/L} = 551.48 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 240.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 924.4 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1516	0,0618
n-C11	0,1674	0,1579
n-C12	0,1863	0,1511
n-C13	0,2060	0,1192
n-C14	0,2240	0,0641
n-C15	0,2459	0,0134
n-C16	0,2700	0,0027
Total		0,5703

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5703 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{\text{[AI.2.14]}} \mu = \left(0.5703 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.1855 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$X_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,76	4.75·10 ⁻²	3,64·10 ⁻³	5,73	0,66
n-C11	7,42	4.75·10 ⁻²	3,41·10 ⁻³	6,28	1,80
n-C12	8,09	4.75·10 ⁻²	3,25·10 ⁻³	7,18	1,90
n-C13	8,75	4.75·10 ⁻²	3,09·10 ⁻³	8,05	1,63
n-C14	9,42	4.75·10 ⁻²	2,92·10 ⁻³	8,50	0,90
n-C15	10,09	4.75·10 ⁻²	2,75·10 ⁻³	8,71	0,19
n-C16	10,75	4.75·10 ⁻²	2,63·10 ⁻³	9,19	0,04
Total					7,11 [1.33]

$$\text{[AI.2.33]} \rightarrow \sigma = 7.11 \text{ dyn/cm} = \underline{\underline{7.11 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = \sigma}}$$

Temperatura: 241.8 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Capacidad calorífica:*

$$T^a = 241.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 514.8 \text{ K}$$

Componentes	$C_{p_o i}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	$C_{p i}$ (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{p i}$ (J/mol·K)
n-C10	363,5	446,1	51,7
n-C11	399,2	482,7	138,3
n-C12	435,0	520,1	137,6
n-C13	470,5	558,6	112,8
n-C14	505,8	595,6	62,8
n-C15	541,7	635,3	13,6
n-C16	607,9	704,7	2,9
Total			519.8 [1.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 519.8 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Calor latente:*

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$x_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	31452,2	3648,1
n-C11	35868,6	10276,8
n-C12	39792,5	10528,9
n-C13	43593,5	8800,1
n-C14	47098,2	4969,3
n-C15	50740,5	1083,9
n-C16	54183,0	225,7
Total		39532.8 [1.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \underline{\lambda = 39532.8 \text{ J/mol}}$$

2.3.10. Corriente de cabeza de la columna Decano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,978	139,155	0,976
n-C11	0,022	3,439	0,024
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,000	0,000	0,000
n-C14	0,000	0,000	0,000
n-C15	0,000	0,000	0,000
n-C16	0,000	0,000	0,000
Total	1,000	142.594 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 142.594 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 204.2 °C (mezcla vapor saturado)

Teniendo en cuenta la semejanza existente tanto en composición como en temperatura entre el vapor del plato ideal 17 (1.2.3.2) y el vapor en cuestión (a priori deberían ser coincidentes), se considerará que ambos presentan densidades y viscosidades idénticas. Así,

$$\underline{\rho = 8.00 \text{ g/L} = 8.00 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\underline{\mu = 8.30 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

Temperatura: 204.1 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Calor latente:*

$$T^a = 204.1 \text{ °C} + 273 = 477.1 \text{ K}$$

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$y_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	35561,9	34779,6
n-C11	39838,4	876,4
n-C12	43671,1	0,0
n-C13	47438,4	0,0
n-C14	50867,4	0,0
n-C15	54518,5	0,0

n-C16	57953,3	0,0
Total		35656.0 [AI.2.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \lambda = \underline{35656.0 \text{ J/mol}}$$

Temperatura: 204.0 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 204.0 \text{ °C} + 273 = 477.0 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm³/mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10⁴
n-C10	255,51	556,86	17,52
n-C11	275,13	568,13	0,42
n-C12	289,87	587,64	0,00
n-C13	306,46	601,59	0,00
n-C14	325,29	609,90	0,00
n-C15	345,81	614,26	0,00
n-C16	363,38	623,16	0,00
Total			17.95 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 17.95 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 557.13 \text{ g/L} = 557.13 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 204.0 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 858.9 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	X_i · μ_i^(1/3) (cP^(1/3))
n-C10	0,1801	0,5523
n-C11	0,2009	0,0129
n-C12	0,2257	0,0000
n-C13	0,2523	0,0000
n-C14	0,2780	0,0000
n-C15	0,3091	0,0000
n-C16	0,3422	0,0000
Total		0,5652

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5652 cP^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.5652 cP^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.1806 cP = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	Cp _{o i} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp _i (J/mol·K) [AI.2.24]	x _i · Cp _i (J/mol·K)
n-C10	342,4	419,0	409,8
n-C11	376,1	456,0	10,0
n-C12	409,8	492,9	0,0
n-C13	443,3	530,4	0,0
n-C14	476,5	566,4	0,0
n-C15	510,4	604,7	0,0
n-C16	572,0	670,1	0,0
Total			419.8 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{Cp = 419.8 J / mol \cdot K}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k _i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	X _i · k _i ⁻² (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0905	119,12
n-C11	0,0952	2,66
n-C12	0,0990	0,00
n-C13	0,1021	0,00
n-C14	0,1051	0,00
n-C15	0,1074	0,00
n-C16	0,1094	0,00
Total		121,78

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 121.78 (W / m / K)^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(121.78 (W / m / K)^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.0906 W / m / K = k}$$

Temperatura: 123.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 123.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 396.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	647,71	15,07
n-C11	659,48	0,37
n-C12	670,28	0,00
n-C13	676,99	0,00
n-C14	687,10	0,00
n-C15	694,50	0,00
n-C16	700,77	0,00
Total		15.43 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 15.43 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 647.99 \text{ g/L} = 647.99 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 123.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 713.1 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,3022	0,6563
n-C11	0,3502	0,0155
n-C12	0,4059	0,0000
n-C13	0,4694	0,0000
n-C14	0,5355	0,0000
n-C15	0,6155	0,0000
n-C16	0,7000	0,0000
Total		0,6718

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6718 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\underline{\mu = (0.6718 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.3032 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	Cp _{o i} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp _i (J/mol·K) [AI.2.24]	x _i · Cp _i (J/mol·K)
n-C10	294,3	369,6	361,5
n-C11	323,1	404,1	8,9
n-C12	351,9	437,9	0,0
n-C13	380,7	472,2	0,0
n-C14	409,3	504,9	0,0
n-C15	438,3	539,5	0,0
n-C16	483,7	589,8	0,0
Total			370.4 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{Cp = 370.4 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k _i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	X _i · k _i ⁻² (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,9759	79,24
n-C11	0,0241	1,84
n-C12	0,0000	0,00
n-C13	0,0000	0,00
n-C14	0,0000	0,00
n-C15	0,0000	0,00
n-C16	0,0000	0,00
Total		81,08

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 81.08 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(81.08 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.1111 \text{ W/m/K} = k}$$

Temperatura: 42.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 42.0 \text{ °C} + 273 = 315.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) $\cdot 10^4$
n-C10	711,96	13,71
n-C11	722,77	0,33
n-C12	732,52	0,00
n-C13	738,45	0,00
n-C14	747,39	0,00
n-C15	753,49	0,00
n-C16	759,21	0,00
Total		14.04 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 14.04 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 712.22 \text{ g/L} = 712.22 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ Viscosidad:

$$T^a = 1.8 \cdot 42.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 567.3 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,6886	0,8636
n-C11	0,8630	0,0209
n-C12	1,0586	0,0000
n-C13	1,2917	0,0000
n-C14	1,5467	0,0000
n-C15	1,8521	0,0000
n-C16	2,2081	0,0000
Total		0,8846

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.8846 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.8846 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.6921 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ Punto de inflamabilidad (independiente de la temperatura):

Componentes	$T_{FP i}$ (° C) [AI.2.34]	$x_i \cdot T_{FP i}$ (° C)
n-C10	47,2	46,2
n-C11	62,1	1,4
n-C12	76,1	0,0

n-C13	89,1	0,0
n-C14	101,5	0,0
n-C15	113,2	0,0
n-C16	124,2	0,0
Total		47.6 [AI.2.35]

$$[AI.2.35] \rightarrow T_{FP} = 47.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.3.11. Corriente vapor del calderín C-1

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,192	27,320	0,167
n-C11	0,363	56,808	0,347
n-C12	0,249	42,390	0,259
n-C13	0,137	25,261	0,154
n-C14	0,051	10,040	0,061
n-C15	0,007	1,514	0,009
n-C16	0,001	0,216	0,001
Total	1,000	163.549 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 163.549 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 243.2 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 243.2 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 516.2 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	66,2	4,00
n-C11	133,0	7,10
n-C12	95,8	4,47
n-C13	55,1	2,27
n-C14	21,3	0,78
n-C15	3,1	0,10
n-C16	0,4	0,01

Total	374.9 [AI.2.9]	18.74 [AI.2.10]
--------------	-------------------	--------------------

$$\left. \begin{array}{l}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 374.9 \text{ } ^\circ C \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{516.2 \text{ } K}{(374.9 \text{ } ^\circ C + 273)K} = 0.797 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 18.74 \text{ } atm \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ } atm}{18.74 \text{ } atm} = 0.107
 \end{array} \right\} \xrightarrow{FIG. AI.2.1} Z = 0.91$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 8.49 \text{ } g / L = 8.49 \text{ } Kg / m^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Teniendo en cuenta, por un lado, la relativa complejidad del procedimiento para la estimación de la viscosidad de una mezcla vapor y, por otro, la semejanza existente tanto en composición como en temperatura entre el vapor del plato ideal 1 (2.3.7) y el vapor en cuestión (pertenecen a equilibrios consecutivos), se considerará que éste presenta una viscosidad idéntica a la de aquél. Así,

$$\underline{\mu = 8.46 \cdot 10^{-3} \text{ } cP}$$

2.3.12. Residuo de la columna Decano

Componentes	x_i
n-C10	0,093
n-C11	0,264
n-C12	0,269
n-C13	0,221
n-C14	0,122
n-C15	0,026
n-C16	0,005
Total	1,000

$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
13,286	0,077
41,209	0,240
45,868	0,267
40,773	0,237
24,172	0,141
5,437	0,032
1,159	0,007
171.905 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 171.905 \text{ } g / mol}$$

Temperatura: 243.2 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 243.2 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 516.2 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	276,65	514,31	1,50
n-C11	295,03	529,82	4,52
n-C12	309,13	551,02	4,84
n-C13	325,51	566,39	4,19
n-C14	344,09	576,58	2,44
n-C15	364,68	582,48	0,54
n-C16	382,23	592,43	0,11
Total			18,15 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.15 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 550.88 \text{ g/L} = 550.88 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 243.2 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 929.4 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1497	0,0496
n-C11	0,1653	0,1447
n-C12	0,1839	0,1531
n-C13	0,2031	0,1300
n-C14	0,2207	0,0736
n-C15	0,2420	0,0160
n-C16	0,2655	0,0033
Total		0,5703

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5703 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[1.14]} \underline{\underline{\mu = (0.5703 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.1855 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Presión crítica* (independiente de la temperatura):

Componentes	$x_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	1,94
n-C11	5,15
n-C12	4,84
n-C13	3,67
n-C14	1,89
n-C15	0,37
n-C16	0,07
Total	17.93 [AI.2.10]

$$[AI.2.10] \rightarrow \underline{P_c = 17.93 \text{ atm}}$$

2.3.13. Vapor del plato ideal 43 de las columnas Tridecano (corriente de cabeza de las columnas Tridecano)

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,110	15,676	0,094
n-C11	0,311	48,621	0,292
n-C12	0,318	54,118	0,325
n-C13	0,260	47,866	0,287
n-C14	0,001	0,285	0,002
n-C15	0,000	0,000	0,000
n-C16	0,000	0,000	0,000
Total	1,000	166.567 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 166.567 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 245.4 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 245.4 \text{ °C} + 273 = 518.4 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci} (^{\circ} C)$	$y_i \cdot P_{ci} (atm)$
n-C10	38,0	2,29
n-C11	113,8	6,08
n-C12	122,3	5,71
n-C13	104,4	4,30
n-C14	0,6	0,02
n-C15	0,0	0,00
n-C16	0,0	0,00
Total	379.1 [AI.2.9]	18.41 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 379.1^{\circ} C \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r &= \frac{518.4 K}{(379.1^{\circ} C + 273) K} = 0.795 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 18.41 atm \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r &= \frac{2 atm}{18.41 atm} = 0.109
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{FIG. AI.2.1} Z = 0.905$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\underline{\rho = 8.65 g/L = 8.65 Kg/m^3}$$

⇒ Viscosidad:

$$T^a = 1.8 \cdot 245.4^{\circ} C + 32 + 459.7 = 933.5 R$$

Presión atmosférica

Componentes	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i (cP) \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,88	3,23	8,92
n-C11	2,79	3,24	8,63
n-C12	2,72	3,30	8,25
n-C13	2,65	3,36	7,91
n-C14	2,59	3,40	7,62
n-C15	2,54	3,43	7,40
n-C16	2,49	3,46	7,19

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.35 \cdot 10^{-3} cP$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i$ (g/ cm ³)	Y_i/ρ_{ci} (cm ³ /g)
n-C10	0,228	0,413
n-C11	0,227	1,287
n-C12	0,226	1,438
n-C13	0,224	1,283
n-C14	0,222	0,008
n-C15	0,220	0,000
n-C16	0,219	0,000
Total		4,428 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.428 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.428 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]} \rightarrow$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rightarrow \rho_r = 8.65 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.428 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0351$$

• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 1.782$

[AI.2.20]

$\mu = 8.42 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$

Temperatura: 241.5 °C (mezcla vapor saturado)

\Rightarrow Calor latente:

$$T^a = 241.5 \text{ °C} + 273 = 514.5 \text{ K}$$

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$y_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	31482,9	3468,5
n-C11	35897,9	11166,1
n-C12	39820,8	12651,5
n-C13	43621,4	11325,4
n-C14	47125,3	67,7
n-C15	50767,6	0,0
n-C16	54210,0	0,0
Total		38679.2 [AI.2.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \lambda = 38679.2 \text{ J/mol}$$

Temperatura: 237.6 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 237.6 \text{ °C} + 273 = 510.6 \text{ K}$$

Componentes	$V_{Si} \text{ (cm}^3\text{/mol)}$ [AI.2.4]	$\rho_{Si} \text{ (g/L)}$ [AI.2.5]	$X_i/\rho_i \text{ (L/g)} \cdot 10^4$
n-C10	273,21	520,80	1,81
n-C11	291,85	535,59	5,45
n-C12	306,09	556,49	5,84
n-C13	322,53	571,62	5,03
n-C14	341,17	581,50	0,03
n-C15	361,77	587,17	0,00
n-C16	379,34	596,95	0,00
Total			18.15 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.15 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 550.89 \text{ g/L} = 550.89 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 237.6 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 919.3 \text{ R}$$

Componentes	$\mu_i \text{ (cP)}$ [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)} \text{ (cP}^{(1/3)})}$
n-C10	0,1534	0,0590
n-C11	0,1696	0,1722
n-C12	0,1889	0,1823
n-C13	0,2090	0,1541
n-C14	0,2275	0,0009
n-C15	0,2499	0,0000
n-C16	0,2745	0,0000
Total		0,5684

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5684 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.5684 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.1836 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	$C_{p_{oi}}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	C_{p_i} (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{p_i}$ (J/mol·K)
n-C10	361,2	442,8	48,8
n-C11	396,7	479,6	149,2
n-C12	432,2	517,0	164,3
n-C13	467,6	555,4	144,2
n-C14	502,6	592,4	0,9
n-C15	538,3	631,9	0,0
n-C16	604,1	700,9	0,0
Total			507,3 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 507.3 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0941	14,46
n-C11	0,2919	39,29
n-C12	0,3249	39,62
n-C13	0,2874	32,46
n-C14	0,0017	0,18
n-C15	0,0000	0,00
n-C16	0,0000	0,00
Total		126,02

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 126.02 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(126.02 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.0891 \text{ W/m/K} = k}$$

2.3.14. Líquido del plato ideal 43 de las columnas Tridecano

Componentes	x_i
n-C10	0,052
n-C11	0,217
n-C12	0,329
n-C13	0,399
n-C14	0,003
n-C15	0,000
n-C16	0,000
Total	1,000

$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
7,348	0,043
33,870	0,197
56,028	0,327
73,648	0,429
0,652	0,004
0,000	0,000
0,000	0,000
171.546 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 171.546 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 245.5 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 245.5 \text{ °C} + 273 = 518.5 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	278,11	511,62	0,84
n-C11	296,36	527,43	3,74
n-C12	310,40	548,76	5,95
n-C13	326,76	564,23	7,61
n-C14	345,30	574,55	0,07
n-C15	365,89	580,56	0,00
n-C16	383,43	590,58	0,00
Total			18.21 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.21 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 549.23 \text{ g/L} = 549.23 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,69	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$3,60 \cdot 10^{-3}$	5,47	0,28
n-C11	7,35	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$3,37 \cdot 10^{-3}$	6,03	1,31
n-C12	8,01	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$3,22 \cdot 10^{-3}$	6,93	2,28
n-C13	8,67	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$3,06 \cdot 10^{-3}$	7,78	3,11
n-C14	9,33	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$2,90 \cdot 10^{-3}$	8,24	0,03
n-C15	9,99	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$2,73 \cdot 10^{-3}$	8,46	0,00
n-C16	10,65	$4.70 \cdot 10^{-2}$	$2,61 \cdot 10^{-3}$	8,94	0,00
Total					7,00 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 7.00 \text{ dyn/cm} = \underline{7.00 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = \sigma$$

2.3.15. Vapor del plato ideal 20 de las columnas Tridecano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,052	7,443	0,042
n-C11	0,173	27,045	0,154
n-C12	0,236	40,229	0,229
n-C13	0,394	72,586	0,412
n-C14	0,145	28,725	0,163
n-C15	0,000	0,000	0,000
n-C16	0,000	0,000	0,000
Total	1,000	176.028 [AI.2.1]	1,000

$$PM = \underline{176.028 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 259.7 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 259.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 532.7 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	18,0	1,09
n-C11	63,3	3,38
n-C12	91,0	4,24
n-C13	158,3	6,53
n-C14	60,8	2,24
n-C15	0,00	0,00
n-C16	0,00	0,00
Total	391.4 [AI.2.9]	17.48 [AI.2.10]

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{[AI.2.9]} \rightarrow T_c = 391.4 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\text{[AI.2.11]}} T_r = \frac{532.7 \text{ K}}{(391.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 273)\text{K}} = 0.802 \\
 \text{[AI.2.10]} \rightarrow P_c = 17.48 \text{ atm} \xrightarrow{\text{[AI.2.12]}} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{17.48 \text{ atm}} = 0.114
 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.905$$

↓ [AI.2.8]

$$\rho = 8.90 \text{ g/L} = 8.90 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 259.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 959.1 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	μ_i (cP) $\cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	2,96	3,23	9,15
n-C11	2,87	3,24	8,86
n-C12	2,79	3,30	8,46
n-C13	2,72	3,36	8,11
n-C14	2,66	3,40	7,81
n-C15	2,60	3,43	7,59
n-C16	2,55	3,46	7,38

$$\text{[AI.2.18], [AI.2.19]} \rightarrow \mu^{1 \text{ atm}} = 8.33 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i$ (g/ cm ³)	Y_i/ρ_{ci} (cm ³ /g)
n-C10	0,228	0,185
n-C11	0,227	0,677
n-C12	0,226	1,012
n-C13	0,224	1,841
n-C14	0,222	0,735
n-C15	0,220	0,000
n-C16	0,219	0,000
Total		4.450 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.450 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.450 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]} \rightarrow$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 8.90 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.450 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0396$$

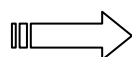
• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 1.677$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.40 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.16. Líquido del plato ideal 20 de las columnas Tridecano

Componentes	x_i
n-C10	0,020
n-C11	0,095
n-C12	0,188
n-C13	0,455
n-C14	0,243
n-C15	0,000
n-C16	0,000
Total	1,000



$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
2,799	0,015
14,784	0,081
31,970	0,176
83,862	0,462
48,247	0,266
0,000	0,000
0,000	0,000
181.662 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 181.662 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 259.7 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 259.7 \text{ °C} + 273 = 532.7 \text{ K}$$

Componentes	$V_{Si} \text{ (cm}^3\text{/mol)}$ [AI.2.4]	$\rho_{Si} \text{ (g/L)}$ [AI.2.5]	$X_i/\rho_i \text{ (L/g)} \cdot 10^4$
n-C10	287,99	494,06	0,31
n-C11	305,31	511,99	1,59
n-C12	318,85	534,23	3,29
n-C13	334,96	550,41	8,39
n-C14	353,27	561,58	4,73
n-C15	373,80	568,27	0,00
n-C16	391,26	578,76	0,00
Total			18,31 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.31 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 546.09 \text{ g/L} = 546.09 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	$\rho_{vi} \text{ (g/L)}$ [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	$\sigma_i \text{ (dyn/cm)}$ [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,51	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$3,47 \cdot 10^{-3}$	4,76	0,09
n-C11	7,15	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$3,28 \cdot 10^{-3}$	5,35	0,51
n-C12	7,79	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$3,14 \cdot 10^{-3}$	6,22	1,17
n-C13	8,44	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$2,99 \cdot 10^{-3}$	7,05	3,21
n-C14	9,08	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$2,83 \cdot 10^{-3}$	7,52	1,83
n-C15	9,72	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$2,68 \cdot 10^{-3}$	7,77	0,00
n-C16	10,36	$4.58 \cdot 10^{-2}$	$2,56 \cdot 10^{-3}$	8,25	0,00
Total					6.80 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.80 \text{ dyn/cm} = \underline{6.80 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = \sigma}$$

2.3.17. Vapor del plato ideal 19 de las columnas Tridecano

Componentes	y_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,699
n-C14	0,287
n-C15	0,013
n-C16	0,001
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
128,818	0,682
56,966	0,302
2,729	0,014
0,296	0,002
188.808 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 188.808 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 274.3 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 274.3 \text{ °C} + 273 = 547.3 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	280,9	11,58
n-C14	120,6	4,45
n-C15	5,6	0,19
n-C16	0,6	0,02
Total	407.7 [AI.2.9]	16.24 [AI.2.10]

$$\left. \begin{array}{l} [AI.2.9] \rightarrow T_c = 407.7 \text{ °C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{547.3 \text{ K}}{(407.7 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.804 \\ [AI.2.10] \rightarrow P_c = 16.24 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{16.24 \text{ atm}} = 0.123 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.915$$

$$\downarrow [AI.2.]$$

$$\rho = 9.19 \text{ g/L} = 9.19 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 274.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 985.4 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,03	3,23	9,39
n-C11	2,94	3,24	9,08
n-C12	2,86	3,30	8,68
n-C13	2,79	3,36	8,32
n-C14	2,72	3,40	8,01
n-C15	2,67	3,43	7,79
n-C16	2,62	3,46	7,57

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 \text{ atm}} = 8.23 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i/\rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	3,046
n-C14	0,222	1,360
n-C15	0,220	0,066
n-C16	0,219	0,007
Total		4.478 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.478 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.478 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]} \rightarrow$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 9.19 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.478 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0412$$

• [AI.2.21] ⇒ $\xi = 1.542$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.30 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.18. Líquido del plato ideal 19 de las columnas Tridecano

Componentes	x_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,614
n-C14	0,359
n-C15	0,023
n-C16	0,003
Total	1,000

$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
113,269	0,596
71,307	0,375
4,862	0,026
0,750	0,004
190.188 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 190.188 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 274.3 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 274.3 \text{ °C} + 273 = 547.3 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	299,94	474,38	0,00
n-C11	315,78	495,00	0,00
n-C12	328,57	518,43	0,00
n-C13	344,28	535,50	11,12
n-C14	362,24	547,68	6,85
n-C15	382,64	555,14	0,46
n-C16	399,96	566,18	0,07
Total			18.50 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.50 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 540.61 \text{ g/L} = 540.61 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,34	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$3,33 \cdot 10^{-3}$	4,04	0,00
n-C11	6,96	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$3,17 \cdot 10^{-3}$	4,68	0,00
n-C12	7,59	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$3,04 \cdot 10^{-3}$	5,52	0,00
n-C13	8,21	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$2,90 \cdot 10^{-3}$	6,32	3,88
n-C14	8,84	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$2,76 \cdot 10^{-3}$	6,80	2,44
n-C15	9,46	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$2,61 \cdot 10^{-3}$	7,08	0,16
n-C16	10,08	$4.45 \cdot 10^{-2}$	$2,50 \cdot 10^{-3}$	7,56	0,03
Total					6,51 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.51 \text{ dyn/cm} = \underline{6.51 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = \sigma}$$

2.3.19. Vapor del plato ideal 1 de las columnas Tridecano

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,015	2,839	0,014
n-C14	0,877	173,911	0,870
n-C15	0,098	20,745	0,104
n-C16	0,010	2,341	0,012
Total	1,000	199.836 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 199.836 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 288.7 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 288.7 \text{ °C} + 273 = 561.7 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci} (^{\circ} C)$	$y_i \cdot P_{ci} (atm)$
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	6,2	0,26
n-C14	368,2	13,58
n-C15	42,5	1,43
n-C16	4,7	0,14
Total	421.5 [AI.2.9]	15.41 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 421.5 \text{ } ^{\circ}C \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r &= \frac{561.7 \text{ K}}{(421.5 \text{ } ^{\circ}C + 273)K} = 0.809 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 15.41 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r &= \frac{2 \text{ atm}}{15.41 \text{ atm}} = 0.130
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.895$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 9.69 \text{ g/L} = 9.69 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 288.7 \text{ } ^{\circ}C + 32 + 459.7 = 1011.3 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [1.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,11	3,23	9,62
n-C11	3,01	3,24	9,31
n-C12	2,93	3,30	8,89
n-C13	2,86	3,36	8,53
n-C14	2,79	3,40	8,21
n-C15	2,74	3,43	7,98
n-C16	2,68	3,46	7,76

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.19 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i$ (g/ cm ³)	Y_i/ρ_{ci} (cm ³ /g)
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,063
n-C14	0,222	3,922
n-C15	0,220	0,472
n-C16	0,219	0,053
Total		4.511 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.511 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.511 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 9.69 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.511 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0437$$

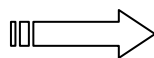
• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 1.449$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.27 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.20. Líquido del plato ideal 1 de las columnas Tridecano (corriente de colas de las columnas Tridecano)

Componentes	x_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,011
n-C14	0,840
n-C15	0,131
n-C16	0,019
Total	1,000



$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
1,947	0,010
166,551	0,830
27,747	0,138
4,373	0,022
200.618 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 200.618 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 288.7 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 288.7 \text{ °C} + 273 = 561.7 \text{ K}$$

Componentes	$V_{Si} \text{ (cm}^3\text{/mol)}$ [AI.2.4]	$\rho_{Si} \text{ (g/L)}$ [AI.2.5]	$X_i/\rho_i \text{ (L/g)} \cdot 10^4$
n-C10	314,17	452,89	0,00
n-C11	327,73	476,95	0,00
n-C12	339,39	501,90	0,00
n-C13	354,51	520,05	0,19
n-C14	371,95	533,38	15,56
n-C15	392,13	541,71	2,55
n-C16	409,23	553,35	0,39
Total			18.70 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.70 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 534.81 \text{ g/L} = 534.81 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 288.7 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 1011.3 \text{ R}$$

Componentes	$\mu_i \text{ (cP)}$ [1.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)} \text{ (cP}^{(1/3)})}$
n-C10	0,1254	0,0000
n-C11	0,1374	0,0000
n-C12	0,1515	0,0000
n-C13	0,1655	0,0058
n-C14	0,1773	0,4716
n-C15	0,1915	0,0753
n-C16	0,2085	0,0114
Total		0,5641

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5641 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.5641 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.1795 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,17	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$3,18 \cdot 10^{-3}$	3,35	0,00
n-C11	6,78	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$3,05 \cdot 10^{-3}$	4,03	0,00
n-C12	7,39	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,95 \cdot 10^{-3}$	4,84	0,00
n-C13	8,00	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,82 \cdot 10^{-3}$	5,62	0,06
n-C14	8,61	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,69 \cdot 10^{-3}$	6,12	5,14
n-C15	9,22	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,55 \cdot 10^{-3}$	6,42	0,84
n-C16	9,83	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,44 \cdot 10^{-3}$	6,90	0,13
Total					<u>6.17</u> [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.17 \text{ dyn/cm} = \underline{6.17 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = \sigma}$$

Temperatura: 289.3 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Capacidad calorífica:*

$$T^a = 289.3 \text{ °C} + 273 = 562.3 \text{ K}$$

Componentes	Cp_{oi} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp_i (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot Cp_i$ (J/mol·K)
n-C10	388,3	496,7	0,0
n-C11	426,3	524,5	0,0
n-C12	464,4	559,0	0,0
n-C13	502,4	596,7	6,3
n-C14	540,1	634,0	532,2
n-C15	578,2	674,3	88,1
n-C16	647,0	745,0	14,4
Total			<u>641.0</u> [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{Cp = 641.0 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Calor latente:*

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$x_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	24668,3	0,0
n-C11	29647,7	0,0
n-C12	33904,3	0,0
n-C13	37880,6	400,0
n-C14	41596,2	34920,3
n-C15	45293,0	5916,4
n-C16	48802,7	942,4
Total		42179.1 [AI.2.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \underline{\lambda = 42179.1 \text{ J/mol}}$$

2.3.21. Corriente vapor de los calderines C-2 y C-3

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,011	1,986	0,010
n-C14	0,843	167,171	0,834
n-C15	0,128	27,235	0,136
n-C16	0,018	4,164	0,021
Total	1,000	200.555 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 200.555 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 289.8 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 562.8 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	4,3	0,18
n-C14	353,9	13,06
n-C15	55,8	1,87
n-C16	8,3	0,25
Total	422.3 [AI.2.9]	15.36 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 422.3 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{562.8 \text{ K}}{(422.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 273)\text{K}} = 0.809 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 15.36 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{15.36 \text{ atm}} = 0.130
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.89$$

$$\downarrow [AI.2.8] \\
 \rho = 9.76 \text{ g/L} = 9.76 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Teniendo en cuenta, por un lado, la relativa complejidad del procedimiento para la estimación de la viscosidad de una mezcla vapor y, por otro, la semejanza existente tanto en composición como en temperatura entre el vapor del plato ideal 1 (2.3.19) y el vapor en cuestión (pertenecen a equilibrios consecutivos), se considerará que éste presenta una viscosidad idéntica a la de aquél. Así,

$$\underline{\mu = 8.27 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.22. Residuo de las columnas Tridecano

Componentes	x_i	$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,007	1,337	0,007
n-C14	0,791	156,979	0,779
n-C15	0,168	35,667	0,177
n-C16	0,034	7,604	0,038
Total	1,000	201.588 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 201.588 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 289.8°C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.8 \text{ °C} + 273 = 562.8 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	315,39	451,14	0,00
n-C11	328,73	475,50	0,00
n-C12	340,28	500,58	0,00
n-C13	355,35	518,83	0,13
n-C14	372,73	532,26	14,63
n-C15	392,89	540,66	3,27
n-C16	409,97	552,35	0,68
Total			18,71 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.71 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 534.37 \text{ g/L} = 534.37 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 289.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1013.3 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1249	0,0000
n-C11	0,1369	0,0000
n-C12	0,1509	0,0000
n-C13	0,1647	0,0040
n-C14	0,1764	0,4438
n-C15	0,1905	0,0966
n-C16	0,2074	0,0199
Total		0,5643

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5643 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.5643 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.1797 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Presión crítica* (independiente de la temperatura):

Componentes	$x_i \cdot P_{c i}$ (atm)
n-C10	0,00
n-C11	0,00
n-C12	0,00
n-C13	0,12
n-C14	12,26
n-C15	2,45
n-C16	0,46
Total	15.30 [AI.2.10]

$$[AI.2.10] \rightarrow \underline{\underline{P_c = 15.30 \text{ atm}}}$$

2.3.23. Vapor del plato ideal 35 de la columna Splitter (corriente de cabeza de la columna Splitter)

Componentes	y_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,009
n-C14	0,980
n-C15	0,011
n-C16	0,000
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
1,682	0,008
194,487	0,980
2,243	0,011
0,000	0,000
198.412 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 198.412 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 286.4 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 286.4 \text{ °C} + 273 = 559.4 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{c_i}$ (° C)	$y_i \cdot P_{c_i}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	3,7	0,15
n-C14	411,7	15,19
n-C15	4,6	0,15
n-C16	0,0	0,00
Total	420.0 [AI.2.9]	15.50 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 & [AI.2.9] \rightarrow T_c = 420.0 \text{ °C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{559.4 \text{ K}}{(420.0 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.807 \\
 & [AI.2.10] \rightarrow P_c = 15.50 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{15.50 \text{ atm}} = 0.129
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.895$$

$$\downarrow \quad \quad \quad [AI.2.8]$$

$$\underline{\rho = 9.66 \text{ g/L} = 9.66 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 286.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1007.2 \text{ } R$$

Presión atmosférica

Componentes	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,10	3,23	9,58
n-C11	3,00	3,24	9,27
n-C12	2,92	3,30	8,86
n-C13	2,85	3,36	8,49
n-C14	2,78	3,40	8,18
n-C15	2,72	3,43	7,95
n-C16	2,67	3,46	7,73

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 \text{ atm}} = 8.18 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i / \rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,038
n-C14	0,222	4,417
n-C15	0,220	0,051
n-C16	0,219	0,000
Total		4.506 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.506 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.506 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 9.66 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.506 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0435$$

• [AI.2.21] ⇒ $\xi = 1.459$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.26 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

Temperatura: 286.3 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Calor latente:*

$$T^a = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 559.3 \text{ K}$$

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$y_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	25170,1	0,0
n-C11	30088,4	0,0
n-C12	34311,5	0,0
n-C13	38269,6	349,2
n-C14	41966,2	41140,1
n-C15	45656,3	482,1
n-C16	49158,9	0,0
Total		41971.4 [AI.2.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \lambda = \underline{41971.4 \text{ J/mol}}$$

Temperatura: 286.3 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 559.3 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	311,5	456,7	0,00
n-C11	325,6	480,1	0,00
n-C12	337,5	504,8	0,00
n-C13	352,7	522,7	0,16
n-C14	370,2	535,8	18,29
n-C15	390,5	544,0	0,21
n-C16	407,6	555,6	0,00
Total			18.66 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.66 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 535.83 \text{ g/L} = 535.83 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1007.0 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1265	0,0000
n-C11	0,1387	0,0000
n-C12	0,1530	0,0000
n-C13	0,1671	0,0050
n-C14	0,1792	0,5526
n-C15	0,1937	0,0061
n-C16	0,2109	0,0000
Total		0,5638

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5638 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{\text{[AI.2.14]}} \mu = \left(5638 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{\underline{0.1792 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	$C_{p_{o i}}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	$C_{p i}$ (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{p i}$ (J/mol·K)
n-C10	386,8	492,1	0,0
n-C11	424,7	521,3	0,0
n-C12	462,7	556,2	0,0
n-C13	500,4	594,1	5,4
n-C14	538,0	631,5	619,0
n-C15	576,0	671,8	7,1
n-C16	644,7	742,5	0,0
Total			631.5 [AI.2.26]

$$\text{[AI.2.26]} \rightarrow \underline{\underline{C_p = 631.5 \text{ J / mol} \cdot \text{K}}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0631	0,00
n-C11	0,0708	0,00
n-C12	0,0766	0,00
n-C13	0,0811	1,29
n-C14	0,0853	134,79
n-C15	0,0884	1,45
n-C16	0,0913	0,00
Total		137,52

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 137.52 \text{ (W / m / K)}^{-2} \xrightarrow{\text{[AI.2.29]}} k = \left(137.52 \text{ (W / m / K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{\underline{0.0853 \text{ W / m / K} = k}}$$

Temperatura: 240.6 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 240.6 \text{ °C} + 273 = 513.6 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	554,4	0,00
n-C11	567,6	0,00
n-C12	579,9	0,00
n-C13	587,7	0,14
n-C14	599,5	16,35
n-C15	608,8	0,19
n-C16	615,9	0,00
Total		16.68 [AI.2.6]

$$\text{[AI.2.6]} \rightarrow \frac{1}{\rho} = 16.68 \cdot 10^{-4} \text{ L / g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 599.54 \text{ g / L} = 599.54 \text{ Kg / m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 240.6 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 924.8 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1514	0,0000
n-C11	0,1673	0,0000
n-C12	0,1861	0,0000
n-C13	0,2057	0,0054
n-C14	0,2237	0,5951
n-C15	0,2455	0,0066
n-C16	0,2696	0,0000
Total		0,6071

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6071 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{\text{[AI.2.14]}} \mu = \left(0.6071 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.2238 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	C_{p0i} (J/mol·K) [AI.2.25]	C_{pi} (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{pi}$ (J/mol·K)
n-C10	362,8	445,2	0,0
n-C11	398,5	481,8	0,0
n-C12	434,2	519,3	0,0
n-C13	469,7	557,7	5,1
n-C14	504,9	594,7	583,0
n-C15	540,8	634,3	6,7
n-C16	606,9	703,7	0,0
Total			594.8 [AI.2.26]

$$\text{[AI.2.26]} \rightarrow \underline{C_p = 594.8 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0797	0,00
n-C11	0,0853	0,00
n-C12	0,0898	0,00

n-C13	0,0933	0,97
n-C14	0,0967	104,81
n-C15	0,0993	1,15
n-C16	0,1017	0,00
Total		106,93

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 106.93 (W / m / K)^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = (106.93 (W / m / K)^{-2})^{-0.5} = \underline{0.0967 W / m / K = k}$$

Temperatura: 195.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 195.0 \text{ °C} + 273 = 468.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10⁴
n-C10	590,6	0,00
n-C11	603,2	0,00
n-C12	615,0	0,00
n-C13	622,4	0,14
n-C14	633,5	15,47
n-C15	642,1	0,18
n-C16	648,8	0,00
Total		15.79 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 15.79 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 633.51 \text{ g/L} = 633.51 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 195.0 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 842.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP^(1/3))
n-C10	0,1889	0,0000
n-C11	0,2139	0,0000
n-C12	0,2413	0,0000
n-C13	0,2708	0,0059

n-C14	0,2991	0,6556
n-C15	0,3331	0,0073
n-C16	0,3701	0,0000
Total		0,6688

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6688 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = (0.6688 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = \underline{0.2992 \text{ cP} = \mu}$$

Temperatura: 127.5 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 127.5 \text{ °C} + 273 = 400.5 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10⁴
n-C10	644,14	0,00
n-C11	655,96	0,00
n-C12	666,83	0,00
n-C13	673,58	0,13
n-C14	683,75	14,34
n-C15	691,23	0,16
n-C16	697,52	0,00
Total		14.63 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 14.63 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 683.74 \text{ g/L} = 683.74 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 127.5 \text{ °C} + 32 + 459.7 = 721.2 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP^(1/3))
n-C10	0,2918	0,0000
n-C11	0,3372	0,0000
n-C12	0,3899	0,0000
n-C13	0,4499	0,0070
n-C14	0,5121	0,7843
n-C15	0,5874	0,0088
n-C16	0,6668	0,0000

Total	0,8001
--------------	--------

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.8001 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(0.8001 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.5122 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	Cp _{o i} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp _i (J/mol·K) [AI.2.24]	x _i · Cp _i (J/mol·K)
n-C10	297,0	372,2	0,0
n-C11	326,1	406,8	0,0
n-C12	355,2	440,9	0,0
n-C13	384,3	475,4	4,3
n-C14	413,2	508,2	498,2
n-C15	442,4	543,1	5,7
n-C16	488,9	594,4	0,0
Total			508.3 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 508.3 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k _i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	X _i · k _i ⁻² (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,1099	0,00
n-C11	0,1136	0,00
n-C12	0,1166	0,00
n-C13	0,1190	0,60
n-C14	0,1214	66,52
n-C15	0,1232	0,74
n-C16	0,1249	0,00
Total		67.87

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 67.87 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(67.87 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.1214 \text{ W/m/K} = k}$$

Temperatura: 60.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 60.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 333.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	697,68	0,00
n-C11	708,70	0,00
n-C12	718,69	0,00
n-C13	724,79	0,12
n-C14	733,99	13,35
n-C15	740,38	0,15
n-C16	746,22	0,00
Total		13.62 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 13.62 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 733.98 \text{ g/L} = 733.98 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 60.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 599.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,5519	0,0000
n-C11	0,6762	0,0000
n-C12	0,8164	0,0000
n-C13	0,9819	0,0091
n-C14	1,1613	1,0304
n-C15	1,3768	0,0117
n-C16	1,6202	0,0000
Total		1,0512

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 1.0512 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (1.0512 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 1.1617 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Punto de inflamabilidad* (independiente de la temperatura):

Componentes	$T_{FP\ i} (^{\circ} C)$ [AI.2.34]	$x_i \cdot T_{FP\ i} (^{\circ} C)$
n-C10	47,2	0,0
n-C11	62,1	0,0
n-C12	76,1	0,0
n-C13	89,1	0,8
n-C14	101,5	99,5
n-C15	113,2	1,2
n-C16	124,2	0,0
Total		<i>101.5</i> [AI.2.35]

$$[AI.2.35] \rightarrow \underline{T_{FP} = 101.5 ^{\circ} C}$$

2.3.24. Líquido del plato ideal ideal 35 de la columna Splitter

Componentes	x_i	$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,007	1,199	0,006
n-C14	0,979	194,172	0,978
n-C15	0,015	3,137	0,016
n-C16	0,000	0,000	0,000
Total	1,000	<i>198.508</i> [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 198.508\ g / mol}$$

Temperatura: 286.4 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 286.4\ ^{\circ} C + 273 = 559.4\ K$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	311,68	456,52	0,00
n-C11	325,68	479,95	0,00
n-C12	337,55	504,62	0,00
n-C13	352,79	522,59	0,12
n-C14	370,32	535,72	18,26
n-C15	390,55	543,90	0,29
n-C16	407,69	555,44	0,00
Total			18.66 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.66 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 535.77 \text{ g/L} = 535.77 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,20	4.36·10 ⁻²	3,21·10 ⁻³	3,46	0,00
n-C11	6,81	4.36·10 ⁻²	3,07·10 ⁻³	4,13	0,00
n-C12	7,42	4.36·10 ⁻²	2,96·10 ⁻³	4,95	0,00
n-C13	8,03	4.36·10 ⁻²	2,83·10 ⁻³	5,73	0,04
n-C14	8,64	4.36·10 ⁻²	2,70·10 ⁻³	6,23	6,09
n-C15	9,26	4.36·10 ⁻²	2,56·10 ⁻³	6,52	0,10
n-C16	9,87	4.36·10 ⁻²	2,45·10 ⁻³	7,00	0,00
Total					6.23 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.23 \text{ dyn/cm} = \underline{6.23 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = \sigma}$$

2.3.25. Vapor del plato ideal 19 de la columna Splitter

Componentes	y_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,004
n-C14	0,868
n-C15	0,128
n-C16	0,000
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,728	0,004
172,223	0,861
27,180	0,136
0,000	0,000
200.131 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 200.131 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 289.0 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.0 \text{ °C} + 273 = 562.0 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	1,6	0,07
n-C14	364,6	13,45
n-C15	55,7	1,87
n-C16	0,0	0,00
Total	421.8 [AI.2.9]	15.39 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 \text{[AI.2.9]} \rightarrow T_c = 421.8 \text{ °C} \xrightarrow{\text{[AI.2.11]}} T_r &= \frac{562 \text{ K}}{(421.8 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.809 \\
 \text{[AI.2.10]} \rightarrow P_c = 15.39 \text{ atm} \xrightarrow{\text{[AI.2.12]}} P_r &= \frac{2 \text{ atm}}{15.39 \text{ atm}} = 0.130
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.89$$

$$\downarrow \text{[AI.2.8]}$$

$$\rho = 9.75 \text{ g/L} = 9.75 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 289.0 \text{ } ^\circ C + 32 + 459.7 = 1011.9 \text{ } R$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,11	3,23	9,62
n-C11	3,01	3,24	9,31
n-C12	2,93	3,30	8,90
n-C13	2,86	3,36	8,53
n-C14	2,79	3,40	8,22
n-C15	2,74	3,43	7,98
n-C16	2,68	3,46	7,76

$$[AI.2.18], [AI.2.19] \rightarrow \mu^{1 atm} = 9.07 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i / \rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,016
n-C14	0,222	3,878
n-C15	0,220	0,618
n-C16	0,219	0,000
Total		4,512 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.512 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.512 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]} \rightarrow$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 9.75 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.512 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0440$$

• $[AI.2.21] \Rightarrow \xi = 1.447$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 9.15 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.26. Líquido del plato ideal 19 de la columna Splitter

Componentes	x_i		$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	⇒	0,000	0,000
n-C11	0,000		0,000	0,000
n-C12	0,000		0,000	0,000
n-C13	0,003		0,497	0,002
n-C14	0,827		164,091	0,817
n-C15	0,170		36,154	0,180
n-C16	0,000		0,000	0,000
Total	1,000		200.742 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 200.742 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 289.0 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.0 \text{ °C} + 273 = 562.0 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	314,49	452,44	0,00
n-C11	327,99	476,57	0,00
n-C12	339,62	501,55	0,00
n-C13	354,73	519,73	0,05
n-C14	372,15	533,09	15,33
n-C15	392,33	541,43	3,33
n-C16	409,42	553,09	0,00
Total			18,71 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.71 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 534.54 \text{ g/L} = 534.54 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,17	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$3,18 \cdot 10^{-3}$	3,34	0,00
n-C11	6,78	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$3,05 \cdot 10^{-3}$	4,02	0,00
n-C12	7,39	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,94 \cdot 10^{-3}$	4,83	0,00
n-C13	8,00	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,82 \cdot 10^{-3}$	5,60	0,02
n-C14	8,60	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,69 \cdot 10^{-3}$	6,11	5,05
n-C15	9,21	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,55 \cdot 10^{-3}$	6,40	1,09
n-C16	9,82	$4.34 \cdot 10^{-2}$	$2,44 \cdot 10^{-3}$	6,89	0,00
Total					6.16 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.16 \text{ dyn/cm} = \underline{6.16 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = \sigma$$

2.3.27. Vapor del plato ideal 18 de la columna Splitter

Componentes	y_i	$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,000	0,000	0,000
n-C14	0,857	170,069	0,848
n-C15	0,134	28,425	0,142
n-C16	0,009	2,026	0,010
Total	1,000	200.520 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 200.520 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 289.6 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.6 \text{ °C} + 273 = 562.6 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci} (^{\circ} C)$	$y_i \cdot P_{ci} (atm)$
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	0,0	0,00
n-C14	360,0	13,28
n-C15	58,2	1,95
n-C16	4,0	0,12
Total	422.3 [AI.2.9]	15.36 [AI.2.10]

$$\left. \begin{aligned}
 [AI.2.9] \rightarrow T_c = 422.3 \text{ } ^{\circ}C &\xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{562.6 \text{ K}}{(422.3 \text{ } ^{\circ}C + 273)K} = 0.809 \\
 [AI.2.10] \rightarrow P_c = 15.36 \text{ atm} &\xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{15.36 \text{ atm}} = 0.130
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.895$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 9.71 \text{ g/L} = 9.71 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 289.6 \text{ } ^{\circ}C + 32 + 459.7 = 1013.0 \text{ R}$$

Presión atmosférica

Componente s	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,11	3,23	9,63
n-C11	3,02	3,24	9,32
n-C12	2,93	3,30	8,91
n-C13	2,87	3,36	8,54
n-C14	2,80	3,40	8,22
n-C15	2,74	3,43	7,99
n-C16	2,69	3,46	7,77

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 atm} = 8.19 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

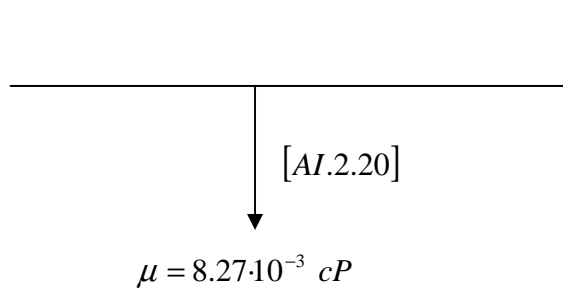
•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i$ (g/ cm ³)	Y_i/ρ_{ci} (cm ³ /g)
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,000
n-C14	0,222	3,822
n-C15	0,220	0,645
n-C16	0,219	0,046
Total		4.513 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.513 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.513 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

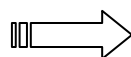
$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 9.71 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.513 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0438$$

• [AI.2.21] $\Rightarrow \xi = 1.444$



2.3.28. Líquido del plato ideal 18 de la columna Splitter

Componentes	x_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,000
n-C14	0,808
n-C15	0,176
n-C16	0,016
Total	1,000



$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
160,243	0,796
37,362	0,186
3,715	0,018
201.319 [AI.2.1]	1,000

$$PM = 201.319 \text{ g/mol}$$

Temperatura: 289.6 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 289.6 \text{ °C} + 273 = 562.6 \text{ K}$$

Componentes	$V_{Si} \text{ (cm}^3\text{/mol)}$ [AI.2.4]	$\rho_{Si} \text{ (g/L)}$ [AI.2.5]	$X_i/\rho_i \text{ (L/g)} \cdot 10^4$
n-C10	315,18	451,44	0,00
n-C11	328,56	475,75	0,00
n-C12	340,12	500,81	0,00
n-C13	355,20	519,04	0,00
n-C14	372,60	532,45	14,95
n-C15	392,76	540,84	3,43
n-C16	409,84	552,52	0,33
Total			18.71 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.71 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 534.35 \text{ g/L} = 534.35 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	$\rho_{vi} \text{ (g/L)}$ [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	$\sigma_i \text{ (dyn/cm)}$ [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,16	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$3,17 \cdot 10^{-3}$	3,31	0,00
n-C11	6,77	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$3,04 \cdot 10^{-3}$	3,99	0,00
n-C12	7,38	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$2,94 \cdot 10^{-3}$	4,80	0,00
n-C13	7,99	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$2,82 \cdot 10^{-3}$	5,57	0,00
n-C14	8,59	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$2,68 \cdot 10^{-3}$	6,08	4,91
n-C15	9,20	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$2,55 \cdot 10^{-3}$	6,38	1,12
n-C16	9,81	$4.33 \cdot 10^{-2}$	$2,44 \cdot 10^{-3}$	6,86	0,11
Total					6,14 [AI.2.33]

$$[AI.2.33] \rightarrow \sigma = 6.14 \text{ dyn/cm} = \underline{6.14 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} = \sigma}$$

2.3.29. Vapor del plato ideal 1 de la columna Splitter

Componentes	y_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,000
n-C14	0,110
n-C15	0,799
n-C16	0,091
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
21,810	0,103
169,672	0,800
20,677	0,097
212.158 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 212.158 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 304.7 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 304.7 \text{ °C} + 273 = 577.7 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	0,0	0,00
n-C14	46,2	1,70
n-C15	347,5	11,67
n-C16	41,1	1,26
Total	434.7 [AI.2.9]	14.63 [AI.2.10]

$$\left. \begin{array}{l} \text{[AI.2.9]} \rightarrow T_c = 434.7 \text{ °C} \xrightarrow{\text{[AI.2.11]}} T_r = \frac{577.7 \text{ K}}{(434.7 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.816 \\ \text{[AI.2.10]} \rightarrow P_c = 14.63 \text{ atm} \xrightarrow{\text{[AI.2.12]}} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{14.63 \text{ atm}} = 0.137 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{FIG. AI.2.1}} Z = 0.89$$

$$\downarrow \text{[AI.2.8]} \\ \rho = 10.06 \text{ g/L} = 10.06 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 304.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1040.2 \text{ } R$$

Presión atmosférica

Componentes	$N \cdot 10^4$ [AI.2.16]	$\xi \cdot 10^2$ [AI.2.17]	$\mu_i \text{ (cP)} \cdot 10^3$ [AI.2.15]
n-C10	3,19	3,23	9,88
n-C11	3,09	3,24	9,56
n-C12	3,01	3,30	9,13
n-C13	2,94	3,36	8,76
n-C14	2,87	3,40	8,43
n-C15	2,81	3,43	8,19
n-C16	2,75	3,46	7,96

$$[AI.2.19], [AI.2.18] \rightarrow \mu^{1 \text{ atm}} = 8.20 \cdot 10^{-3} \text{ cP}$$

Presión de operación: 2 atm

•

Componentes	$\rho_{ci} \cdot PM_i \text{ (g/ cm}^3\text{)}$	$Y_i/\rho_{ci} \text{ (cm}^3\text{/g)}$
n-C10	0,228	0,000
n-C11	0,227	0,000
n-C12	0,226	0,000
n-C13	0,224	0,000
n-C14	0,222	0,463
n-C15	0,220	3,637
n-C16	0,219	0,445
Total		4.545 [AI.2.23]

$$[AI.2.23] \rightarrow \frac{1}{\rho_c} = 4.545 \text{ cm}^3 / \text{g} = 4.545 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} \xrightarrow{[AI.2.22]}$$

$$\xrightarrow{[AI.2.22]} \rho_r = 10.06 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 4.545 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{Kg} = 0.0457$$

• $[AI.2.21] \Rightarrow \xi = 1.361$

[AI.2.20]

$$\underline{\mu = 8.28 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.30. Líquido del plato ideal 1 de la columna Splitter (corriente de colas de la columna Splitter)

Componentes	x_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,000
n-C14	0,080
n-C15	0,796
n-C16	0,125
Total	1,000

$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
15,862	0,074
168,983	0,793
28,200	0,132
213.044 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 213.044 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 304.7 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 304.7 \text{ °C} + 273 = 577.7 \text{ K}$$

Componentes	V_{Si} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{Si} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	334,58	425,26	0,00
n-C11	343,74	454,74	0,00
n-C12	353,38	482,02	0,00
n-C13	367,46	501,73	0,00
n-C14	384,04	516,59	1,44
n-C15	403,81	526,03	15,08
n-C16	420,54	538,46	2,46
Total			18.98 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.98 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 526.93 \text{ g/L} = 526.93 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 304.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1040.2 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1188	0,0000
n-C11	0,1299	0,0000
n-C12	0,1429	0,0000
n-C13	0,1555	0,0000
n-C14	0,1658	0,0439
n-C15	0,1782	0,4477
n-C16	0,1936	0,0720
Total		0,5636

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5636 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{\text{[AI.2.14]}} \mu = \left(0.5636 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{0.1790 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Tensión superficial:*

Componentes	ρ_{vi} (g/L) [AI.2.7]	ρ_{vi}/PM_i (mol/L)	$1/V_{LSi}$ (mol/cm ³)	σ_i (dyn/cm) [AI.2.32]	$x_i \cdot \sigma_i$ (dyn/cm)
n-C10	6,00	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,99 \cdot 10^{-3}$	2,60	0,00
n-C11	6,59	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,91 \cdot 10^{-3}$	3,33	0,00
n-C12	7,19	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,83 \cdot 10^{-3}$	4,12	0,00
n-C13	7,78	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,72 \cdot 10^{-3}$	4,86	0,00
n-C14	8,37	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,60 \cdot 10^{-3}$	5,38	0,43
n-C15	8,96	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,48 \cdot 10^{-3}$	5,70	4,54
n-C16	9,55	$4.22 \cdot 10^{-2}$	$2,38 \cdot 10^{-3}$	6,19	0,77
Total					5.74 [AI.2.33]

$$\text{[AI.2.33]} \rightarrow \sigma = 5.74 \text{ dyn/cm} = \underline{5.74 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = \sigma}$$

Temperatura: 305.3 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Capacidad calorífica:*

$$T^a = 305.3 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 578.3 \text{ K}$$

Componentes	$C_{p_{o_i}}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	C_{p_i} (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot C_{p_i}$ (J/mol·K)
n-C10	396,2	529,3	0,0
n-C11	435,0	544,7	0,0
n-C12	473,8	575,3	0,0
n-C13	512,4	611,4	0,0
n-C14	551,0	648,0	51,8
n-C15	589,8	688,1	547,4
n-C16	658,5	758,1	94,4
Total			693.6 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 693.6 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Calor latente:*

Componentes	λ_i (J/mol) [1.30]	$x_i \cdot \lambda_i$ (J/mol)
n-C10	21590,2	0,0
n-C11	27035,4	0,0
n-C12	31531,6	0,0
n-C13	35637,1	0,0
n-C14	39478,5	3156,3
n-C15	43223,9	34385,3
n-C16	46781,0	5825,7
Total		43367.4 [AI.2.31]

$$[AI.2.31] \rightarrow \underline{\lambda = 43367.4 \text{ J/mol}}$$

2.3.31. Corriente vapor del calderín C-4

Componentes	y_i
n-C10	0,000
n-C11	0,000
n-C12	0,000
n-C13	0,000
n-C14	0,081
n-C15	0,796
n-C16	0,123
Total	1,000

$y_i \cdot PM_i$ (g/mol)	Y_i [AI.2.2]
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
0,000	0,000
16,078	0,075
169,165	0,794
27,759	0,130
213.002 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 213.002 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 305.8 °C (mezcla vapor saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 305.8 \text{ °C} + 273 = 578.8 \text{ K}$$

Componentes	$y_i \cdot T_{ci}$ (° C)	$y_i \cdot P_{ci}$ (atm)
n-C10	0,0	0,00
n-C11	0,0	0,00
n-C12	0,0	0,00
n-C13	0,0	0,00
n-C14	34,0	1,26
n-C15	346,4	11,63
n-C16	55,2	1,69
Total	435.6 [AI.2.9]	14.58 [AI.2.10]

$$\left. \begin{array}{l} [AI.2.9] \rightarrow T_c = 435.6 \text{ °C} \xrightarrow{[AI.2.11]} T_r = \frac{578.8 \text{ K}}{(435.6 \text{ °C} + 273) \text{ K}} = 0.817 \\ [AI.2.10] \rightarrow P_c = 14.58 \text{ atm} \xrightarrow{[AI.2.12]} P_r = \frac{2 \text{ atm}}{14.58 \text{ atm}} = 0.137 \end{array} \right\} \xrightarrow{FIG. AI.2.1} Z = 0.89$$

$$\downarrow [AI.2.8]$$

$$\rho = 10.08 \text{ g/L} = 10.08 \text{ Kg/m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Teniendo en cuenta, por un lado, la relativa complejidad del procedimiento para la estimación de la viscosidad de una mezcla vapor y, por otro, la semejanza existente tanto en composición como en temperatura entre el vapor del plato ideal 1 (2.3.29) y el vapor en cuestión (pertenecen a equilibrios consecutivos), se considerará que éste presenta una viscosidad idéntica a la de aquél. Así,

$$\underline{\mu = 8.28 \cdot 10^{-3} \text{ cP}}$$

2.3.32. Residuo de la columna Splitter

Componentes	x_i	$x_i \cdot PM_i$ (g/mol)	X_i [AI.2.2]
n-C10	0,000	0,000	0,000
n-C11	0,000	0,000	0,000
n-C12	0,000	0,000	0,000
n-C13	0,000	0,000	0,000
n-C14	0,058	11,488	0,054
n-C15	0,778	165,315	0,773
n-C16	0,164	37,101	0,173
Total	1,000	213.905 [AI.2.1]	1,000

$$\underline{PM = 213.905 \text{ g/mol}}$$

Temperatura: 305.8 °C (mezcla líquido saturado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 305.8 \text{ °C} + 273 = 578.8 \text{ K}$$

Componentes	V_{S_i} (cm ³ /mol) [AI.2.4]	ρ_{S_i} (g/L) [AI.2.5]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	336,20	423,21	0,00
n-C11	344,94	453,15	0,00
n-C12	354,42	480,62	0,00
n-C13	368,40	500,45	0,00
n-C14	384,91	515,43	1,04
n-C15	404,65	524,95	14,72

n-C16	421,35	537,44	3,23
Total			18,99 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 18.99 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 526.55 \text{ g/L} = 526.55 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 305.8 \text{ }^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 1042.1 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP^(1/3))
n-C10	0,1183	0,0000
n-C11	0,1294	0,0000
n-C12	0,1424	0,0000
n-C13	0,1549	0,0000
n-C14	0,1651	0,0318
n-C15	0,1774	0,4373
n-C16	0,1926	0,0946
Total		0,5637

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.5637 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.5637 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.1791 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Presión crítica* (independiente de la temperatura):

Componentes	$x_i \cdot P_{c i}$ (atm)
n-C10	0,00
n-C11	0,00
n-C12	0,00
n-C13	0,00
n-C14	0,90
n-C15	11,37
n-C16	2,26
Total	14.53 [AI.2.10]

$$[AI.2.10] \rightarrow \underline{P_c = 14.53 \text{ atm}}$$

Temperatura: 252.9 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 252.9 \text{ } ^\circ\text{C} + 273 = 525.9 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	544,68	0,00
n-C11	557,97	0,00
n-C12	570,48	0,00
n-C13	578,44	0,00
n-C14	590,42	0,91
n-C15	599,91	12,88
n-C16	607,05	2,86
Total		16.65 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 16.65 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\underline{\rho = 600.62 \text{ g/L} = 600.62 \text{ Kg/m}^3}}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 252.9 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 946.9 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1437	0,0000
n-C11	0,1584	0,0000
n-C12	0,1758	0,0000
n-C13	0,1937	0,0000
n-C14	0,2098	0,0344
n-C15	0,2293	0,4763
n-C16	0,2511	0,1034
Total		0,6141

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6141 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\underline{\mu = (0.6141 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.2316 \text{ cP} = \mu}}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	Cp _{o i} (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp _i (J/mol·K) [AI.2.24]	x _i · Cp _i (J/mol·K)
n-C10	369,4	455,4	0,0
n-C11	405,8	491,2	0,0
n-C12	442,1	528,5	0,0
n-C13	478,2	567,1	0,0
n-C14	514,1	604,4	35,0
n-C15	550,5	644,3	501,4
n-C16	617,7	714,4	117,0
Total			653.5 [AI.2.26]

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{Cp = 653.5 \text{ J/mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k _i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	X _i · k _i ⁻² (W/m·K) ⁻²
n-C10	0,0000	0,00
n-C11	0,0000	0,00
n-C12	0,0000	0,00
n-C13	0,0000	0,00
n-C14	0,0537	6,11
n-C15	0,7728	83,00
n-C16	0,1734	17,71
Total		106,82

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 106.82 \text{ (W/m/K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(106.82 \text{ (W/m/K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.0968 \text{ W/m/K} = k}$$

Temperatura: 200.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 200.0 \text{ °C} + 273 = 473.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	586,64	0,00
n-C11	599,31	0,00
n-C12	611,12	0,00
n-C13	618,57	0,00
n-C14	629,79	0,85
n-C15	638,43	12,11
n-C16	645,21	2,69
Total		15.65 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 15.65 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 639.12 \text{ g/L} = 639.12 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 200 \text{ }^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 851.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,1839	0,0000
n-C11	0,2054	0,0000
n-C12	0,2310	0,0000
n-C13	0,2586	0,0000
n-C14	0,2853	0,0381
n-C15	0,3177	0,5311
n-C16	0,3521	0,1157
Total		0,6849

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.6849 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.6849 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.3213 \text{ cP} = \mu}$$

Temperatura: 130.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 130.0 \text{ }^\circ\text{C} + 273 = 403.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10 ⁴
n-C10	642,16	0,00

n-C11	654,01	0,00
n-C12	664,91	0,00
n-C13	671,68	0,00
n-C14	681,89	0,79
n-C15	689,41	11,21
n-C16	695,72	2,49
Total		14.49 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 14.49 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 690.08 \text{ g/L} = 690.08 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 130.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 725.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP^(1/3))
n-C10	0,2863	0,0000
n-C11	0,3303	0,0000
n-C12	0,3815	0,0000
n-C13	0,4396	0,0000
n-C14	0,4998	0,0460
n-C15	0,5727	0,6463
n-C16	0,6494	0,1419
Total		0,8341

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 0.8341 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \underline{\mu = (0.8341 \text{ cP}^{(1/3)})^3 = 0.5803 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Componentes	$Cp_{o,i}$ (J/mol·K) [AI.2.25]	Cp_i (J/mol·K) [AI.2.24]	$x_i \cdot Cp_i$ (J/mol·K)
n-C10	298,5	373,6	0,0
n-C11	327,8	408,4	0,0
n-C12	357,1	442,5	0,0
n-C13	386,3	477,1	0,0
n-C14	415,3	510,1	29,5
n-C15	444,7	545,1	424,2
n-C16	491,7	596,9	97,8

Total			551.5 [AI.2.26]
--------------	--	--	--------------------

$$[AI.2.26] \rightarrow \underline{C_p = 551.5 \text{ J / mol}\cdot\text{K}}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Componentes	k_i (W/m·K) [AI.2.27] y [AI.2.28]	$X_i \cdot k_i^{-2}$ (W/m·K)⁻²
n-C10	0,1093	0,00
n-C11	0,1130	0,00
n-C12	0,1160	0,00
n-C13	0,1185	0,00
n-C14	0,1209	3,68
n-C15	0,1227	51,33
n-C16	0,1244	11,21
Total		66,22

$$\sum X_i \cdot k_i^{-2} = 66.22 \text{ (W / m / K)}^{-2} \xrightarrow{[AI.2.29]} k = \left(66.22 \text{ (W / m / K)}^{-2}\right)^{-0.5} = \underline{0.1229 \text{ W / m / K} = k}$$

Temperatura: 60.0 °C (mezcla líquido subenfriado)

⇒ *Densidad:*

$$T^a = 60.0 \text{ °C} + 273 = 333.0 \text{ K}$$

Componentes	ρ_i (g/L) [AI.2.3]	X_i/ρ_i (L/g) · 10⁴
n-C10	697,68	0,00
n-C11	708,70	0,00
n-C12	718,69	0,00
n-C13	724,79	0,00
n-C14	733,99	0,73
n-C15	740,38	10,44
n-C16	746,22	2,32
Total		13.49 [AI.2.6]

$$[AI.2.6] \rightarrow \frac{1}{\rho} = 13.49 \cdot 10^{-4} \text{ L/g} \Rightarrow \underline{\rho = 741.04 \text{ g/L} = 741.04 \text{ Kg/m}^3}$$

⇒ *Viscosidad:*

$$T^a = 1.8 \cdot 60.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 32 + 459.7 = 599.7 \text{ R}$$

Componentes	μ_i (cP) [AI.2.13]	$X_i \cdot \mu_i^{(1/3)}$ (cP ^(1/3))
n-C10	0,5519	0,0000
n-C11	0,6762	0,0000
n-C12	0,8164	0,0000
n-C13	0,9819	0,0000
n-C14	1,1613	0,0609
n-C15	1,3768	0,8658
n-C16	1,6202	0,1924
Total		1,1191

$$\sum x_i \cdot \mu_i^{(1/3)} = 1.1191 \text{ cP}^{(1/3)} \xrightarrow{[AI.2.14]} \mu = \left(1.1191 \text{ cP}^{(1/3)}\right)^3 = \underline{1.4015 \text{ cP} = \mu}$$

⇒ *Punto de inflamabilidad* (independiente de la temperatura):

Componentes	$T_{FP i}$ (° C) [AI.2.34]	$X_i \cdot T_{FP i}$ (° C)
n-C10	47,2	0,0
n-C11	62,1	0,0
n-C12	76,1	0,0
n-C13	89,1	0,0
n-C14	101,5	5,9
n-C15	113,2	88,1
n-C16	124,2	20,4
Total		114.3 [AI.2.35]

$$[AI.2.35] \rightarrow \underline{T_{FP} = 114.3 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3. FLUIDOS AUXILIARES

3.1. Tablas para la estimación de las propiedades físicas

A diferencia del procedimiento seguido para el cálculo de las propiedades físicas de las parafinas, en el caso de los fluidos auxiliares se hará uso de tablas con datos de las diversas propiedades de interés para distintas condiciones de operación (presión atmosférica, temperatura variable). Así, como aproximación, el valor de una propiedad (P_f) a una temperatura determinada (T) se calculará a partir de los valores de dicha propiedad (P_{f1} y P_{f2}) correspondientes a la temperatura inmediatamente inferior y superior (T_1 y T_2 , respectivamente) a la deseada, mediante la siguiente expresión:

$$P_f = \left(P_{f1} - \frac{P_{f1} - P_{f2}}{T_1 - T_2} \cdot T_1 \right) + \frac{P_{f1} - P_{f2}}{T_1 - T_2} \cdot T \quad [AI.3.1]$$

Lógicamente, la relación de todas las propiedades físicas consideradas con la temperatura no es lineal; no obstante, teniendo en cuenta el pequeño intervalo que se tomará, es una simplificación aceptable. Con respecto a las propiedades físicas de interés, será necesario el conocimiento de la densidad, la capacidad calorífica, la conductividad térmica y la viscosidad.

ACEITE TÉRMICO

A continuación se recopila en una tabla una serie de propiedades físicas pertenecientes al aceite térmico Therminol 66, de las cuales se tomarán en cuenta las citadas previamente, esto es, la densidad, la capacidad calorífica, la conductividad térmica y la viscosidad:

Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy**		Heat of Vaporization	
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/lb-°F [cal/g-°C]	kJ/kg·K	Btu/lb	kJ/kg	Btu/lb	kJ/kg
540	282	6.87	51.4	823	0.598	2.50	252.5	587.0	129.4	300.7
560	293	6.79	50.8	814	0.608	2.54	264.6	615.0	127.4	296.0
580	304	6.72	50.2	805	0.618	2.59	276.8	643.5	125.3	291.2
600	316	6.64	49.7	796	0.628	2.63	289.3	672.5	123.2	286.3
620	327	6.56	49.1	786	0.639	2.67	302.0	701.9	121.0	281.2
640	338	6.48	48.5	777	0.649	2.72	314.9	731.9	118.7	276.0
650	345	6.44	48.2	772	0.655	2.74	321.4	747.0	117.6	273.3
660	349	6.40	47.9	767	0.660	2.76	328.0	762.3	116.4	270.5
680	360	6.32	47.3	757	0.671	2.81	341.3	793.2	113.9	264.9
700	371	6.23	46.6	747	0.682	2.85	354.8	824.7	111.4	259.0

TABLA AI.3.1: Propiedades del Therminol 66 (I)

Liquid Thermal Conductivity			Liquid Viscosity			Vapor Pressure				Temperature	
Btu/ ft-hr-°F	kcal/ m-hr-°C	W/m·K	lb/ft-hr	cSt [mm ² /s]	cP [mPa·s]	psia	mm Hg	kgf/cm ²	kPa	°F	°C
0.0559	0.0832	0.0967	1.108	0.557	0.458	2.97	154	0.209	20.5	540	282
0.0552	0.0821	0.0954	1.037	0.527	0.429	3.84	199	0.270	26.5	560	293
0.0543	0.0809	0.0940	0.974	0.500	0.403	4.91	254	0.346	33.9	580	304
0.0535	0.0796	0.0926	0.918	0.477	0.379	6.24	323	0.439	43.0	600	316
0.0527	0.0784	0.0911	0.868	0.456	0.359	7.85	406	0.552	54.2	620	327
0.0518	0.0771	0.0896	0.822	0.438	0.340	9.81	508	0.690	67.7	640	338
0.0514	0.0764	0.0888	0.801	0.429	0.331	10.9	566	0.769	75.4	650	345
0.0509	0.0757	0.0880	0.781	0.421	0.323	12.2	630	0.856	83.9	660	349
0.0500	0.0744	0.0865	0.744	0.407	0.308	15.0	776	1.05	103	680	360
0.0491	0.0730	0.0848	0.711	0.393	0.294	18.4	949	1.29	127	700	371

AI.3.2: Propiedades del Therminol 66 (II)

AGUA DE REFRIGERACIÓN

En relación con las propiedades de interés del agua de refrigeración, éstas se presentan en el siguiente conjunto de tablas (Geankoplis, 1998):

Temperatura		Densidad		Temperatura		Densidad	
K°	C	g/cm ³	kg/m ³	K	°C	g/cm ³	kg/m ³
273.15	0	0.99987	999.87	323.15	50	0.98807	988.07
277.15	4	1.00000	1000.00	333.15	60	0.98324	983.24
283.15	10	0.99973	999.73	343.15	70	0.97781	977.81
293.15	20	0.99823	998.23	353.15	80	0.97183	971.83
298.15	25	0.99708	997.08	363.15	90	0.96534	965.34
303.15	30	0.99568	995.68	373.15	100	0.95838	958.38
313.15	40	0.99225	992.25				

TABLA AI.3.3: Densidad del agua líquida

Temperatura		Viscosidad [(Pa·s) 10 ³ (kg/m·s) 10 ³ , o cp]	Temperatura		Viscosidad [(Pa·s) 10 ³ (kg/m·s) 10 ³ , o cp]
K	°C		K	°C	
273.15	0	1.7921	323.15	50	0.5494
275.15	2	1.6728	325.15	52	0.5315
277.15	4	1.5674	327.15	54	0.5146
279.15	6	1.4728	329.15	56	0.4985
281.15	8	1.3860	331.15	58	0.4832
283.15	10	1.3077	333.15	60	0.4688
285.15	12	1.2363	335.15	62	0.4550
287.15	14	1.1709	337.15	64	0.4418
289.15	16	1.1111	339.15	66	0.4293
291.15	18	B.055·9	341.15	68	0.4174
293.15	20	B.005·0	343.15	70	0.4061
293.35	20.2	B.0000	345.15	72	0.3952
295.15	22	0.9579	347.15	74	0.3849
297.15	24	0.9142	349.15	76	0.3750
298.15	25	0.8937	351.15	78	0.3655
299.15	26	0.8737	353.15	80	0.3565
301.15	28	0.8360	355.15	82	0.3478
303.15	30	0.8007	357.15	84	0.3395
305.15	32	0.7679	359.15	86	0.3315
307.15	34	0.7371	361.15	88	0.3239
309.15	36	0.7085	363.15	90	0.3165
311.15	38	0.6814	365.15	92	0.3095

TABLA AI.3.4: Viscosidad del agua líquida

Temperatura		Capacidad calorífica, c_p		Temperatura		Capacidad calorífica, c_p	
°C	K	cal/g · °C	kJ/kg · K	°C	K	cal/g · °C	kJ/kg · K
0	273.15	1.0080	4.220	50	323.15	0.9992	4.183
10	283.15	1.0019	4.195	60	333.15	1.0001	4.187
20	293.15	0.9995	4.185	70	343.15	1.0013	4.192
25	298.15	0.9989	4.182	80	353.15	1.0029	4.199
30	303.15	0.9987	4.181	90	363.15	1.0050	4.208
40	313.15	0.9987	4.181	100	373.15	1.0076	4.219

AI.3.5: Capacidad calorífica del agua líquida a 101325 kPa (1 atm)

<i>Temperatura</i>			<i>Conductividad térmica</i>	
$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$	K	$\text{btu/h}\cdot\text{pie}\cdot^{\circ}\text{F}$	$\text{W/m}\cdot\text{k}$
0	32	273.15	0.329	0.569
37.8	100	311.0	0.363	0.628
93.3	200	366.5	0.393	0.680
148.9	300	422.1	0.395	0.684
215.6	420	588.8	0.376	0.651
326.7	620	599.9	0.275	0.476

TABLA AI.3.6: Conductividad térmica del agua líquida

AIRE ATMOSFÉRICO

Finalmente, de la misma manera, se muestra una tabla con diversas propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica (Lienhard IV y Lienhard V, 2003):

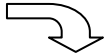
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	μ (kg/m·s)	ν (m ² /s)	k (W/m·K)	α (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.605	1039	0.711×10^{-5}	0.197×10^{-5}	0.00941	0.251×10^{-5}	0.784
150	2.368	1012	1.035	0.437	0.01406	0.587	0.745
200	1.769	1007	1.333	0.754	0.01836	1.031	0.731
250	1.412	1006	1.606	1.137	0.02241	1.578	0.721
260	1.358	1006	1.649	1.214	0.02329	1.705	0.712
270	1.308	1006	1.699	1.299	0.02400	1.824	0.712
280	1.261	1006	1.747	1.385	0.02473	1.879	0.711
290	1.217	1006	1.795	1.475	0.02544	2.078	0.710
300	1.177	1007	1.857	1.578	0.02623	2.213	0.713
310	1.139	1007	1.889	1.659	0.02684	2.340	0.709
320	1.103	1008	1.935	1.754	0.02753	2.476	0.708
330	1.070	1008	1.981	1.851	0.02821	2.616	0.708
340	1.038	1009	2.025	1.951	0.02888	2.821	0.707

TABLA AI.3.7: Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica

3.2. Cálculo de las propiedades físicas

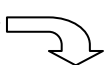
3.2.1. Aceite térmico

⇒ *Densidad:*

Tabla AI.3.1 

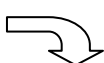
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 338 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 777.00 \text{ Kg} / \text{m}^3 \\ \bullet T^a = 345 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 772.00 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} T^a = 342.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 773.79 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Tabla AI.3.2 

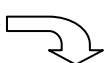
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 338 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.3400 \text{ cP} \\ \bullet T^a = 345 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.3310 \text{ cP} \end{array} \right\} T^a = 342.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.3342 \text{ cP}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Tabla AI.3.1 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 338 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 2.7200 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 345 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 2.7400 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 342.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 2.7329 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K}$$

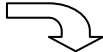
⇒ *Conductividad térmica:*

Tabla AI.3.2 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 338 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0896 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 345 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0888 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 342.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0891 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K}$$

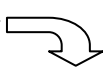
3.2.2. Agua de refrigeración

⇒ *Densidad:*

Tabla AI.3.3 

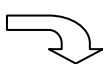
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 25 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 997.08 \text{ Kg} / \text{m}^3 \\ \bullet T^a = 30 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 995.68 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} T^a = 27.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 996.38 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Tabla AI.3.4 

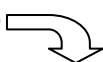
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 26 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.8737 \text{ cP} \\ \bullet T^a = 28 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.8360 \text{ cP} \end{array} \right\} T^a = 27.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.8454 \text{ cP}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Tabla AI.3.5 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 25 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 4.1820 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 30 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 4.1810 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 27.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 4.1815 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K}$$

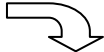
⇒ *Conductividad térmica:*

Tabla AI.3.6 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.5690 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 37.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.6280 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 27.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.6119 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K}$$

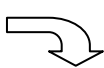
3.2.3. Aire atmosférico

⇒ *Densidad:*

Tabla AI.3.7 

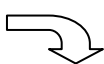
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 37 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 1.1390 \text{ Kg} / \text{m}^3 \\ \bullet T^a = 47 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 1.1030 \text{ Kg} / \text{m}^3 \end{array} \right\} T^a = 45 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho = 1.1102 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ *Viscosidad:*

Tabla AI.3.7 

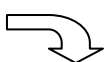
$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 37 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.01889 \text{ cP} \\ \bullet T^a = 47 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.01935 \text{ cP} \end{array} \right\} T^a = 45 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu = 0.01926 \text{ cP}$$

⇒ *Capacidad calorífica:*

Tabla AI.3.7 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 37 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 1.0070 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 47 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 1.0080 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 45 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow C_p = 1.0078 \text{ KJ} / \text{Kg}\cdot\text{K}$$

⇒ *Conductividad térmica:*

Tabla AI.3.7 

$$\left. \begin{array}{l} \bullet T^a = 37 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0268 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \\ \bullet T^a = 47 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0275 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K} \end{array} \right\} T^a = 45 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow k = 0.0274 \text{ W} / \text{m}\cdot\text{K}$$

ANEXO II. CÁLCULOS DE DISEÑO

1. INTRODUCCIÓN

Este anexo incluye los cálculos llevados a cabo para la determinación de los resultados y conclusiones presentados en la Memoria. Cabe resaltar que, para cada conjunto de equipos similares (columnas de destilación, aerorrefrigerantes, depósitos de almacenamiento, etc.), únicamente se expondrá el procedimiento de cálculo detallado para el primero de ellos (columna Decano, aerorrefrigerante AE-1, depósito de almacenamiento DAD-1, etc.), limitándose en los restantes casos, en la medida de lo posible, a mostrar la aplicación directa de dicho procedimiento, sin obviar en todo momento aquellos comentarios que sean oportunos.

2. COLUMNAS DE DESTILACIÓN

2.1. Datos de equilibrio

El conocimiento de los datos de equilibrio es, quizás, el primero de los pasos fundamentales para afrontar el diseño de las columnas de destilación. Como es sabido, los equilibrios líquido-vapor vienen convenientemente definidos en función del coeficiente de distribución o constante de equilibrio K_i :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} \quad [AII.2.1]$$

A presiones elevadas la constante de equilibrio de cada componente depende de la composición de la mezcla, de la temperatura y de la presión. No obstante, tal y como se ha comentado en la Memoria, las columnas trabajarán a una presión promedio de 2 atm, considerada, lógicamente, una baja presión. Este hecho facilita los cálculos de la constante de equilibrio ya que, ante bajas presiones, su dependencia de la composición se anula, es decir, únicamente depende de la temperatura y la composición.

En estos casos de presiones moderadas se puede usar para el cálculo de la constante de equilibrio el gráfico de Scheibel & Jenny, de escasa precisión, o los más recomendados de Maxwell, dados en su libro "Data Book on Hydrocarbons". Sin embargo, debido a la multitud de cálculos e iteraciones que se han de llevar a cabo, se

optó por buscar una expresión analítica, función de la temperatura y presión, que agilizase el proceso. Una primera opción fue considerar el cumplimiento de la ley de Raoult (los componentes forman una solución ideal en la fase líquida) y la Ley de Dalton (los vapores saturados se comportan como gases perfectos), suposiciones que llevaban a:

$$K_i = \frac{P_i^o}{P_T} \quad [AII.2.2]$$

donde P_i^o es la presión de vapor del componente “i” (función de la temperatura) y P_T es la presión total del sistema. Esta relación solamente es válida para sistemas ideales, pero puede ser usada, con buena aproximación, para sistemas de compuestos homólogos y de puntos de ebullición cercanos, a presiones bajas, hasta unas 3 atm absolutas. Todas estas premisas se verifican en el sistema considerado, con la única discrepancia de la semejanza de volatilidades, ya que el componente más ligero y el componente más pesado presentan, respectivamente, unas temperaturas de ebullición de 174.15 °C y 286.83 °C (a presión atmosférica). Ante esta discordancia, se decidió buscar una expresión que se adaptase aún mejor a las condiciones del sistema.

Finalmente, fue considerada como expresión analítica adecuada la recomendada por Geerlings, M.W. y Van Wijk, W.R. (1962) en su artículo “Correlation formula for equilibrium constants in a mixture of aliphatic hydrocarbons, for use in digital computers”. Estos autores proponen una correlación para la determinación de los valores de K de los componentes de una mezcla de parafinas lineales como una función simple de la temperatura T, de la presión P y de un número característico “i”, el cual, para n-alcanos superiores al pentano, es igual al número de átomos de carbono de la molécula considerada. Dicha ecuación se expresa tal como sigue:

$$K_{i,T,P} = 1.302 + 0.26664 \cdot i - 0.0001683 \cdot i \cdot T - \frac{181.88}{212.5 + T} + \frac{2.630}{1.517 + P} \quad [AII.2.3]$$

donde, T (°C) y P (atm).

Ésta es una expresión que se adapta perfectamente al sistema en estudio ya que es satisfactoria en el rango de presiones de 0.8 a 5 atm y en el de temperaturas de 50 a 350 °C, además de que los autores la han aplicado en particular a la destilación de

mezclas complejas tales como las encontradas en el fraccionamiento de crudo, craqueo, reformado y, en general, a las correspondientes a la industria del petróleo. Con respecto a su exactitud, la correlación expuesta ha sido comparada con los datos proporcionados por las gráficas del capítulo “Vapor-Liquid Equilibrium K-Values” (Thorwart y col., 1993), perteneciente al texto “API Technical Data Book”, considerado como la fuente más fiable de datos de equilibrio de hidrocarburos. Como se puede comprobar en la figura adjunta, en la cual se muestran valores de las constantes de equilibrio de una serie de n-alcenos a la temperatura de ebullición de los mismos para 1, 2 y 5 atm, y en otras presentadas en la publicación en cuestión, la concordancia entre los valores de K de la ecuación y los “reales” es muy alta:

<i>Component</i>	<i>Boiling point (°C)</i>	<i>K-value from Equation (6)</i>	<i>Disagreement with K = 1 (%)</i>
<i>(p = 1 atm)</i>			
C ₁₀	174.4	1.04	4
C ₁₁	195.8	1.035	4
C ₁₂	215.4	1.02	2
C ₁₃	235.0	1.03	3
C ₁₄	253.3	1.03	3
C ₁₅	270.8	1.03	3
C ₁₆	287.8	1.04	4
C ₁₇	303.4	1.03	3
C ₁₈	318.6	1.03	3
C ₁₉	333.1	1.02	2
C ₂₀	346.3	1.00	0
C ₂₁	358.5	0.97	-3
C ₂₂	370.8	0.945	-6
<i>(p = 2 atm)</i>			
C ₁₀	204.0	1.01	1
C ₁₁	226.4	1.01	1
C ₁₂	247.6	1.01	1
C ₁₃	267.9	1.01	1
C ₁₄	287.0	1.014	1
C ₁₅	305.0	1.01	1
C ₁₆	323.0	1.02	2
C ₁₇	339.8	1.005	0.5
C ₁₈	355.0	1.002	0.2
C ₁₉	370.0	0.99	-1
<i>(p = 5 atm)</i>			
C ₁₀	251.2	1.06	6
C ₁₁	274.9	1.055	6
C ₁₂	298.0	1.06	6
C ₁₃	318.4	1.045	5
C ₁₄	339.4	1.05	5
C ₁₅	357.8	1.035	4

TABLA AII.2.1: Constantes de equilibrio calculadas por la ecuación [AII.2.3] (6) a la temperatura de ebullición de los alcanos normales

Por todo ello, se verifica que la expresión AII.2.3 es la óptima para la determinación cuantitativa de los equilibrios líquido-vapor que tendrán lugar en el sistema.

2.2. Columna Decano

2.2.1. Balances de materia

En este apartado se mostrarán los balances aplicados para la determinación de la composición y caudal de las corrientes de entrada y salida de la columna Decano, esto es, alimentación, destilado y residuo. Las ecuaciones generales a aplicar son las correspondientes a un balance global de materia y a balances individuales de componentes:

$$F = D + W \quad [AII.2.4]$$

$$F \cdot x_{Fi} = D \cdot x_{Di} + W \cdot x_{Wi} \quad \text{o} \quad F_i = D_i + W_i \quad [AII.2.5]$$

Los datos de partida son el caudal másico de la alimentación ($F_{\text{másico}}=1200$ Tn/día) y la composición molar de la alimentación. A partir del peso molecular medio de dicha corriente ($PM_m=171.222$ g/mol), se obtiene su caudal molar:

$$F = \frac{F_{\text{másico}} \cdot 1000}{PM_m} [AII.2.6] \Rightarrow F = 7008.44 \text{ kmol} / \text{día}$$

Una vez se dispone del caudal molar global, se pasa a calcular el caudal molar asociado a cada componente como $F_i = F \cdot x_{Fi}$ [AII.2.7]. Tras estas operaciones, se determina la siguiente tabla:

Datos de partida		
ALIMENTACIÓN		
Componentes	x_{Fi}	F_i (kmol/día)
n-C10	0,114	798,96
n-C11	0,258	1808,18
n-C12	0,263	1843,22
n-C13	0,216	1513,82
n-C14	0,119	834,00
n-C15	0,025	175,21
n-C16	0,005	35,04
Total	1,000	7008,44

TABLA AII.2.2: Caudales y fracciones molares de los componentes de la alimentación a la planta

Junto con estos datos, será necesario el conocimiento de las especificaciones para caracterizar las corrientes de destilado y residuo de la columna Decano. Básicamente, son tres: la fracción molar del componente decano en el destilado será de 0.978, el caudal molar de decano en el destilado ha de ser el 20 % del que entra con la alimentación y el destilado estará constituido únicamente por decano y undecano. Por tanto:

- $x_{D10} = 0.978$

- $D_{10} = 0.2 \cdot F_{10} = 159.79 \text{ kmol / día} \rightarrow D = \frac{D_{10}}{x_{D10}} = 163.39 \text{ kmol / día} \rightarrow$

- $\rightarrow D_{11} = D - D_{10} = 3.59 \text{ kmol / día} \rightarrow x_{D11} = 0.022$

- $x_{D12} = x_{D13} = x_{D14} = x_{D15} = x_{D16} = 0.000 \rightarrow D_{12} = D_{13} = D_{14} = D_{15} = D_{16} = 0.00 \text{ kmol / día}$

- $[AII.2.4] \Rightarrow W = F - D = 6845.06 \text{ kmol / día}$

- $[AII.2.5] \Rightarrow W_i = F_i - D_i \Rightarrow x_{wi} = \frac{W_i}{W}$

Los datos calculados arriba junto con la aplicación de las ecuaciones mostradas, llevan a los siguientes resultados, los cuales caracterizan las corrientes de destilado y residuo de la columna Decano:

Componentes	DESTILADO		RESIDUO	
	x_{Di}	D_i (kmol/día)	x_{wi}	W_i (kmol/día)
n-C10	0,978	159,79	0,093	639,17
n-C11	0,022	3,59	0,264	1804,58
n-C12	0,000	0,00	0,269	1843,22
n-C13	0,000	0,00	0,221	1513,82
n-C14	0,000	0,00	0,122	834,00
n-C15	0,000	0,00	0,026	175,21
n-C16	0,000	0,00	0,005	35,04
Total	1,000	163,39	1,000	6845,06

TABLA AII.2.3: Caudales y fracciones molares de los componentes del destilado y residuo de la columna Decano

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las siguientes ecuaciones generales:

$$\text{Caudal másico total (Ton/día)} = \frac{\text{Caudal molar total (kmol/día)} \cdot PM_m}{1000} \quad [AII.2.8]$$

$$\text{Caudal másico individual} = \text{Fracción másica} \cdot \text{Caudal másico total} \quad [AII.2.9]$$

Extrapolando estas ecuaciones al caso que concierne y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 142.59 g/mol para el destilado y 171.91 g/mol para el residuo, se llega a:

$$\bullet [AII.2.9] \Rightarrow F_{\text{másico } i} = X_{Fi} \cdot F_{\text{másico}}$$

$$\bullet [AII.2.8] \Rightarrow D_{\text{másico}} = \frac{D \cdot PM_m}{1000} = 23.29 \text{ Tn/día} \xrightarrow{[AII.2.9]} D_{\text{másico } i} = X_{Di} \cdot D_{\text{másico}}$$

$$\bullet [AII.2.8] \Rightarrow W_{\text{másico}} = \frac{W \cdot PM_m}{1000} = 1176.71 \text{ Tn/día} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{\text{másico } i} = X_{Wi} \cdot W_{\text{másico}}$$

Ahora sí, se está en disposición de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades másicas:

Componentes	ALIMENTACIÓN		DESTILADO		RESIDUO	
	X_{Fi}	$F_{\text{másico } i}$ (Ton/día)	X_{Di}	$D_{\text{másico } i}$ (Ton/día)	X_{Wi}	$W_{\text{másico } i}$ (Ton/día)
n-C10	0.095	113.68	0.976	22.73	0.077	90.94
n-C11	0.236	282.64	0.024	0.56	0.240	282.08
n-C12	0.262	313.97	0.000	0.00	0.267	313.97
n-C13	0.233	279.10	0.000	0.00	0.237	279.10
n-C14	0.138	165.46	0.000	0.00	0.141	165.46
n-C15	0.031	37.22	0.000	0.00	0.032	37.22
n-C16	0.007	7.94	0.000	0.00	0.007	7.94
Total	1.000	1200.00	1.000	23.29	1.000	1176.71

TABLA AII.2.4: Caudales y fracciones másicas de los componentes de la alimentación, del destilado y residuo de la columna Decano

2.2.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja

La determinación de la presión de operación de la columna y el tipo de condensador se establecerán siguiendo el siguiente algoritmo (Henley y Seader, 1998):

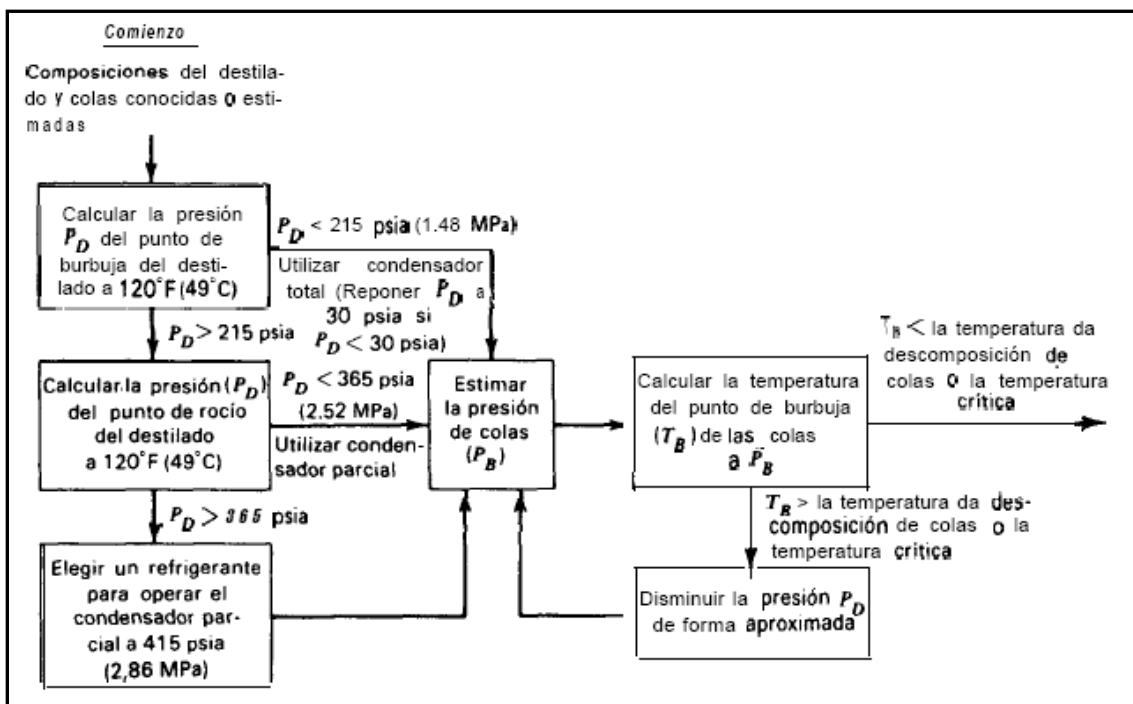


FIG. AII.2.1: Algoritmo para establecer la presión de la columna de destilación y el tipo de condensador

El procedimiento descrito se ha formulado para alcanzar, si es posible, una presión P_D en el condensador comprendida entre 0 y 415 psi para una temperatura mínima de 49 °C, con el fin de utilizar agua o aire como fluidos de refrigeración. Tal y como indica el algoritmo, el primer paso consiste en calcular la presión a la cual el destilado comienza a bullir si la temperatura del mismo es de 49 °C. En función de si esta presión es mayor o menor a 215 psi se seguirá un camino u otro. Teniendo en cuenta que el componente más volátil (y mayoritario) del destilado es el decano y que éste presenta una temperatura de ebullición a presión atmosférica de 174.15 °C, lógicamente su presión de vapor a 49 °C será notablemente inferior a 1 atm y, sin duda, a 215 psi (14.5 atm). Esto indica que se utilizará un condensador total. Ya que se ha obtenido un valor de P_D menor a 30 psi, el algoritmo aconseja reponerla, en principio, a 30 psi. Dicha presión será la finalmente considerada si la temperatura del punto de burbuja del producto de colas a la presión del calderín (P_B) es inferior a la temperatura

de descomposición o crítica de dicha corriente de residuo. P_B se podría haber calculado a partir de P_D , descontándole a ésta unas caídas generales de presión en el condensador (de 0.5 a 2 psi) y en la columna (5 psi); no obstante, con el fin de facilitar relativamente los cálculos, se supondrá en todo momento una presión promedio para cualquier punto de la columna. Según esto, se pasará a calcular la temperatura de burbuja del residuo líquido a la presión de 2 atm.

En primer lugar, antes de afrontar dicha operación, se explicará el procedimiento general de cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente, como la que concierne, ya que éste será de aplicación constante en el presente proyecto. El algoritmo usado se ilustra a continuación (Henley y Seader, 1998):

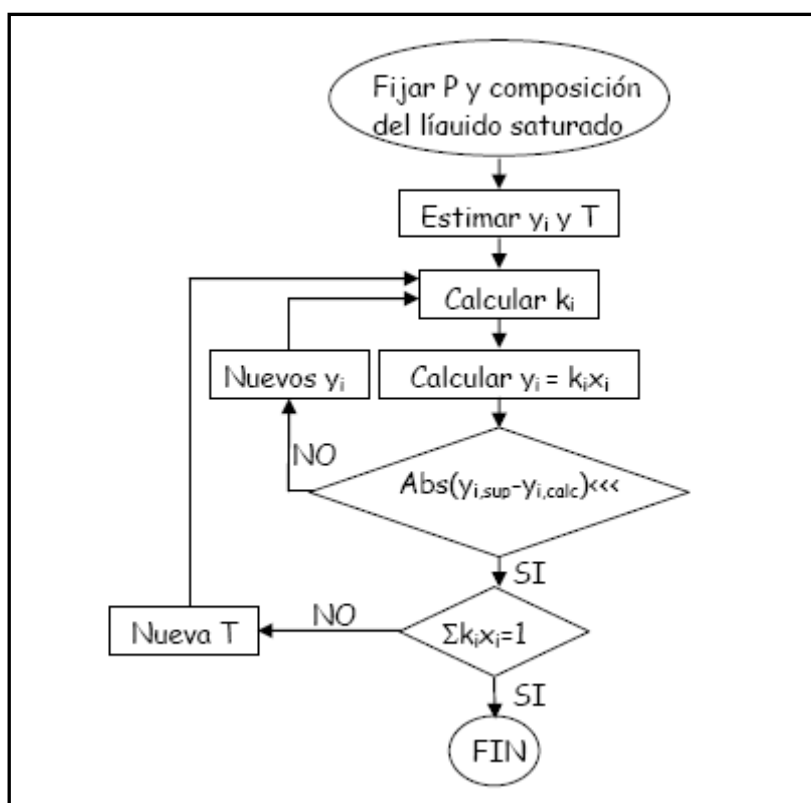


FIG. AII.2.2: Algoritmo para estimar la temperatura de burbuja

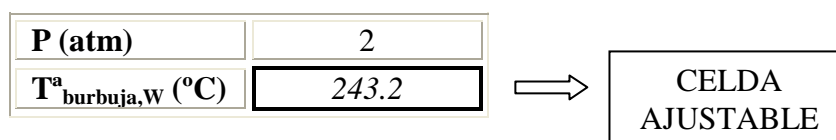
Dada la situación particular en la que se trabaja (baja presión), la constante de equilibrio, tal y como se comentó en el apartado 2.1, depende única y exclusivamente de la presión y temperatura del sistema, de manera que las etapas y dificultad del algoritmo superior se reducen. Ya que siempre se dispondrá de la presión de la columna y de la

composición del líquido saturado, para la estimación de su punto de burbuja se partirá de considerar que el sumatorio de la fracción molar del vapor debe ser igual a la unidad:

$$\sum y_i = \sum K_i \cdot x_i = 1.0 \quad [AII.2.10]$$

Para utilizar esta ecuación, se supone un valor de la temperatura (comprendida entre las temperaturas de ebullición del componente más ligero y del componente más pesado) y los valores de K_i se obtienen a partir de la expresión [AII.2.3]. Si el sumatorio de los $K_i \cdot x_i$ es superior o inferior a 1.0, se elige una temperatura mayor o menor, respectivamente, y se repite el cálculo hasta que se cumpla la condición anterior. Si la temperatura de burbuja se determina exactamente ($K_i \cdot x_i = 1.0$), la composición del vapor en equilibrio (y_i) con este líquido viene dada directamente por los términos $K_i \cdot x_i$. En definitiva, se puede comprobar que se requiere un tedioso proceso de iteración; por ello, no sólo para éste, sino para otros cálculos iterativos similares del proyecto, se hará uso de la herramienta de análisis Solver, perteneciente al programa informático Microsoft Excel 2000. Con Solver, puede buscarse el valor óptimo para una fórmula de celda, denominada celda objetivo, en una hoja de cálculo, ajustando los valores en las celdas cambiantes que se especifiquen, denominadas celdas ajustables, para generar el resultado especificado en la fórmula de la celda objetivo. Así, la celda objetivo corresponderá al sumatorio $\sum K_i \cdot x_i$, el valor deseado será 1 (con una precisión de 0.001) y la celda ajustable coincidirá con la temperatura.

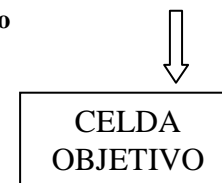
Retomando el caso concreto del cálculo de la temperatura de burbuja del residuo de la columna Decano, se presentan el resultado final y los datos necesarios para su obtención:



Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log K_{i,T,P}	K_{i,T,P}	x_{wi}	y_{wi}
n-C10	10	0,313	2,056	0,093	0,192
n-C11	11	0,139	1,379	0,264	0,363
n-C12	12	-0,034	0,924	0,269	0,249
n-C13	13	-0,208	0,620	0,221	0,137

n-C14	14	-0,382	0,415	0,122	0,051
n-C15	15	-0,555	0,278	0,026	0,007
n-C16	16	-0,729	0,187	0,005	0,001
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.5: Cálculos para determinar el punto de burbuja del residuo de la columna Decano



Se detallará la explicación de las operaciones realizadas, la cual será extrapolable a todas las posteriores estimaciones de la temperatura de burbuja de una corriente o de la temperatura de equilibrio de los platos de rectificación. En primer lugar, cada valor de la columna de $\text{Log } K_{i,T,P}$ se obtiene mediante la expresión [AII.2.3] a partir del valor de “i” correspondiente, la presión y la temperatura. La siguiente columna ($K_{i,T,P}$) se corresponde con la exponencial de la anterior, mientras que la columna $x_{w,i}$ no es más que la composición del residuo de la columna Decano (ver tabla AII.2.3). Finalmente, cada casilla de la columna y_i se calcula mediante el producto $K_i \cdot x_i$, siendo la última casilla el sumatorio de las superiores. Con una disposición en la hoja de cálculo similar a la mostrada en la parte superior con las dos tablas, e indicando la celda y el resultado objetivo y la celda ajustable, el programa Solver proporciona inmediatamente la temperatura buscada; se llega a que el valor de la temperatura de burbuja del residuo es de 243.2 °C.

Teniendo en cuenta que el punto de burbuja del producto de colas (243.2 °C) es claramente inferior a la temperatura crítica del componente más volátil de dicho producto (decano, $T_c = 344.7$ °C), y que la mezcla no sufre ningún tipo de descomposición a tales temperaturas, se puede concluir que la presión promedio de la columna Decano será de 2 atm.

P_{columna Decano (atm)}	2
---	---

2.2.3. Determinación del número de etapas teóricas

Como ya se ha comentado con mayor detenimiento en el apartado 8.1.2 de la Memoria, referente a métodos de resolución, la estimación del número de etapas teóricas se llevará a cabo básicamente con un método de cálculo riguroso denominado método de etapa a etapa. Sin embargo, para la “puesta en marcha” de dicho método se requiere del conocimiento de la relación de reflujo, para cuya determinación se hará uso de una parte de un segundo método de cálculo, en este caso aproximado, conocido como método de FUG. Ya que se tendrá que iniciar este segundo método de resolución, se ha decidido desarrollarlo en su totalidad con el fin de confirmar o comprobar la concordancia con los resultados del método riguroso. Se expondrán, en primer lugar, los cálculos del método de FUG y, posteriormente, los del método etapa a etapa.

2.2.3.1. Método de FUG

El denominado método de FUG, llamado así por ser las iniciales de los autores de las tres etapas principales del procedimiento (Fenske, Underwood y Gilliland), es uno de los métodos más empleados debido a su simplicidad. Este método permite, a partir de la consideración de separación de los componentes clave, decidir la relación de reflujo más adecuada para la separación propuesta, y el número de platos en la zona de agotamiento y en la zona de rectificación a partir de correlaciones empíricas. En la figura de la siguiente página se muestra el algoritmo de cálculo (Henley y Seader, 1998) a seguir en el método, que parte de la especificación de separación de los componentes clave y no clave. Realmente, de manera implícita, ya se ha seleccionado tanto los componentes clave como no clave del sistema de la torre Decano, debido a que su especificación (y la de distribución entre el destilado y el residuo) resulta imprescindible para el establecimiento del balance de materia, el cual ha sido previamente expuesto. Reciben el nombre de componentes clave aquellos dos componentes que aparecen en una cantidad apreciable en ambos productos (destilado y residuo), mientras que los restantes, los no claves, sólo aparecen en una de las corrientes de salida. Con respecto a los clave, el más volátil es el clave ligero (LK), y el menos volátil, el clave pesado (HK). Así, los componentes más volátiles que LK reciben el nombre de componentes no clave ligeros (LNK) y los menos volátiles que HK reciben el nombre de no clave pesados (HNK). Según estas definiciones y teniendo en cuenta los balances de materia

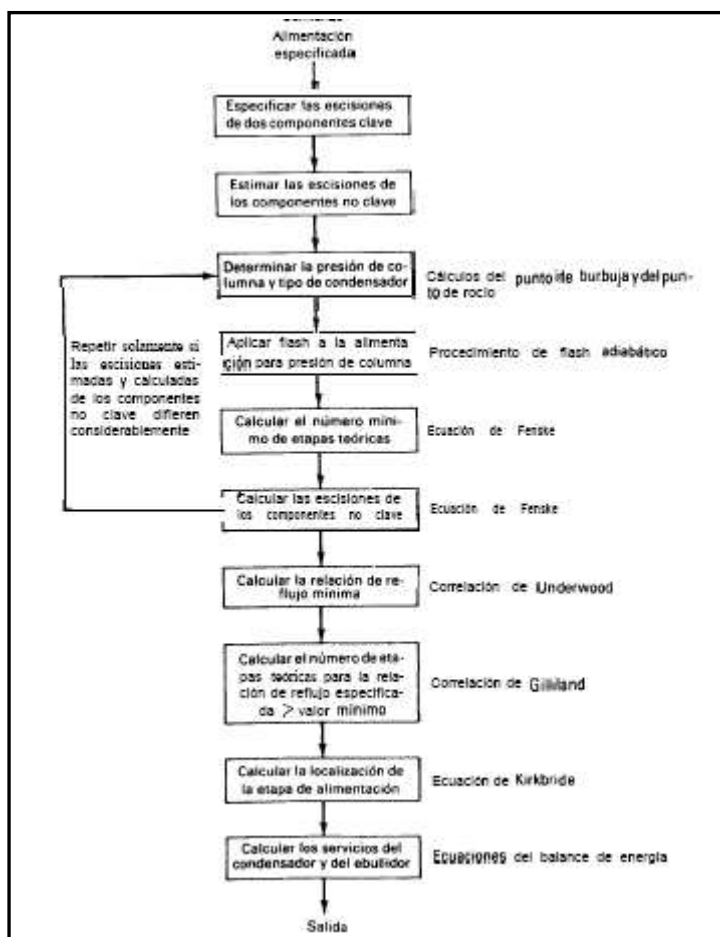


FIG. AII.2.3: Algoritmo para destilación de sistemas multicomponentes por el método de FUG

del apartado 2.2.1, la identificación de los distintos componentes de la columna de destilación Decano es la siguiente:

LNK: no existe

LK: C-10

HK: C-11

HNK: C-12, C-13, C-14, C-15 y C-16

Una vez especificadas las escisiones de los dos componentes clave y la de los componentes no clave, la siguiente etapa, según la figura anterior, es la determinación de la presión de columna y del tipo de condensador, lo cual fue realizado en el apartado 2.2.2. Ya que no se aplicará flash a la alimentación (tendría sentido si la columna trabajase a vacío), las etapas posteriores del procedimiento son las que dan nombre al método, concluyendo éste con la determinación de la localización de la etapa de

alimentación (el cálculo de los servicios del condensador y del ebullición se realizará en los apartados correspondientes a estos equipos). Se analizarán con detalle cada una de estas etapas:

Número mínimo de etapas de equilibrio (Ecuación de Fenske)

Antes de iniciar el cálculo del número mínimo de etapas, es importante introducir un concepto que, quizás, ha sido citado pero no definido convenientemente: la volatilidad relativa (α). Éste el factor de separación que determina el grado de separación que puede obtenerse en la operación de destilación y es igual a la relación de las constantes de equilibrio (K_1 para el más volátil y K_2 para el menos), también conocidas como volatilidades, de los dos componentes a separar (se refiere a dos componentes, aunque la mezcla sea multicomponente):

$$\alpha_{12} = \frac{K_1}{K_2} \geq 1$$

Según esto, cuanto mayor sea la volatilidad relativa mayor separación se producirá o, mejor dicho, mayor será la facilidad para conseguir una separación determinada; como se verá, las volatilidades relativas entre los componentes existentes en la columna Decano (y en las restantes) no son muy grandes, debido a la proximidad entre los puntos de ebullición de las sustancias a separar.

Tras este recordatorio, se continuará con el algoritmo de cálculo. Para una separación dada de dos componentes clave de una mezcla multicomponente, es posible deducir una expresión exacta para el número mínimo de etapas de equilibrio (N_{\min}) que se necesitan, lo que corresponde a la condición de reflujo total en la que no entra alimentación ni se genera destilado ni residuo. Dicha expresión, que se muestra a continuación y es conocida como ecuación de Fenske (Henley y Seader, 1998), requiere sólo la utilización de los valores de las fracciones molares de los componentes clave en el destilado y residuo, así como el de la volatilidad relativa entre ambas sustancias:

$$N_{\min} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)} \cdot x_{W(HK)}}{x_{D(HK)} \cdot x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_{(LK)/(HK)}} = \frac{\log\left(\frac{x_{D(LK)} \cdot x_{W(HK)}}{x_{D(HK)} \cdot x_{W(LK)}}\right)}{\log \alpha_m} = \frac{\log\left(\frac{x_{D10} \cdot x_{W11}}{x_{D11} \cdot x_{W10}}\right)}{\log \alpha_m} \quad [AII.2.11]$$

donde N_{\min} incluye los pisos teóricos y el calderín, y α_m es la media geométrica entre las volatilidades relativas de cabeza y cola:

$$\alpha_m = \left\{ \left[\alpha_{(LK)/(HL)} \right]_D \cdot \left[\alpha_{(LK)/(HL)} \right]_W \right\}^{1/2} \quad [AII.2.12] \Rightarrow \alpha_m = \left\{ \left[\alpha_{10/11} \right]_D \cdot \left[\alpha_{10/11} \right]_W \right\}^{1/2}$$

Para la deducción de la expresión [AII.2.11], se ha considerado a lo largo de la columna la volatilidad relativa constante con la temperatura, lo cual es una suposición acertada teniendo en cuenta una presión promedio en la torre; aún así, con el fin de “minimizar” la simplificación, se ha tomado un valor medio entre los extremos de la columna, como muestra la expresión [AII.2.12].

En definitiva, el submétodo de Fenske permite predecir de forma rápida el número mínimo de etapas de equilibrio aunque, por lo general, el valor suele ser superior al real, lo cual indica que es un procedimiento conservador. Se mostrará su aplicación directa en la columna Decano:

La única variable de la que no se dispone para afrontar el cálculo de N_{\min} es la temperatura de burbuja de la corriente de destilado, siendo su valor necesario para la estimación de la volatilidad relativa de la zona de cabeza. Aplicando el procedimiento expuesto en el apartado 2.2.2 para el cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente, se obtiene para el caso en cuestión:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,D} (°C)	204.0

Componentes	Nº átomos de C (“i”)	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{Di}	y_{Di}
n-C10	10	0,004	1,008	0,978	0,986
n-C11	11	-0,201	0,629	0,022	0,014
n-C12	12	-0,406	0,393	0,000	0,000
n-C13	13	-0,610	0,245	0,000	0,000
n-C14	14	-0,815	0,153	0,000	0,000
n-C15	15	-1,019	0,096	0,000	0,000
n-C16	16	-1,224	0,060	0,000	0,000
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.6: Cálculos para determinar el punto de burbuja del destilado de la columna Decano

A continuación, se calculará, a partir de la expresión [AII.2.12], la volatilidad relativa media α_m ; para ello, se determina previamente las volatilidades relativas α_D y α_W mediante las relaciones:

$$\alpha_{D10/11} = \left(\frac{K_{10}}{K_{11}} \right)_D \text{ y } \alpha_{W10/11} = \left(\frac{K_{10}}{K_{11}} \right)_W ,$$

cuyos valores de K_i son los mostrados en las tablas AII.2.5 y AII.2.6, respectivamente, correspondientes al decano y undecano.

LK/HK	$\alpha_{D10/11}$	$\alpha_{W10/11}$	α_m
C-10/C-11	1.602	1.492	1.546

TABLA AII.2.7: Volatilidades relativas entre los componentes clave de la columna Decano

Finalmente, una vez se tiene el valor de α_m , se estimará el número de platos mínimo aplicando la ecuación de Fenske:

$$N_{\min} = \frac{\log \left(\frac{0.978 \cdot 0.264}{0.022 \cdot 0.093} \right)}{\log 1.546} = 11.1$$

Distribución de los componentes no clave a reflujo total (etapa de verificación)

La ecuación de Fenske no está restringida únicamente a los componentes clave; es posible utilizarla para cualquier dos componentes de la mezcla multicomponente. Por tanto, una vez que se ha determinado el número de platos mínimos de la columna, se calculará la fracción molar de cada componente no clave en cabeza y cola de la columna, a través de la de un componente de referencia “r” (el elegido comúnmente es el componente clave pesado, que, en este caso, resulta ser el undecano) y la composición de la alimentación. Así, partiendo de la ecuación de Fenske, considerando el balance dado por la ecuación [AII.2.5], sustituyendo y despejando:

$$x_{Wi} = \frac{F \cdot x_{Fi}}{W \cdot \left[1 + \left(\frac{D \cdot x_{Dr}}{W \cdot x_{Wr}} \right) \cdot \alpha_m^{N_{\min}} \right]} = \frac{F \cdot x_{Fi}}{W \cdot \left[1 + \left(\frac{D \cdot x_{D11}}{W \cdot x_{W11}} \right) \cdot \alpha_m^{N_{\min}} \right]} \quad [AII.2.13]$$

$$x_{Di} = \frac{F \cdot x_{Fi} \cdot \left(\frac{D \cdot x_{Dr}}{W \cdot x_{Wr}} \right) \cdot \alpha_m^{N \min}}{D \cdot \left[1 + \left(\frac{D \cdot x_{Dr}}{W \cdot x_{Wr}} \right) \cdot \alpha_m^{N \min} \right]} = \frac{F \cdot x_{Fi} \cdot \left(\frac{D \cdot x_{D11}}{W \cdot x_{W11}} \right) \cdot \alpha_m^{N \min}}{D \cdot \left[1 + \left(\frac{D \cdot x_{D11}}{W \cdot x_{W11}} \right) \cdot \alpha_m^{N \min} \right]} \quad [AII.2.14]$$

donde α_m viene dado por:

$$\alpha_m = \{[\alpha_{i/R}]_D \cdot [\alpha_{i/R}]_W\}^{1/2} \quad [AII.2.15] \Rightarrow \alpha_m = \{[\alpha_{i/11}]_D \cdot [\alpha_{i/11}]_W\}^{1/2}$$

De esta manera, se obtiene la distribución de los componentes no clave a reflujo total, con el fin de comprobar su coincidencia con la proporcionada por el balance preliminar de materia que ha servido para iniciar los cálculos.

Antes de mostrar los resultados, es importante prevenir en relación al cálculo de la volatilidad relativa. Como se ha citado con anterioridad en este apartado, la volatilidad relativa de dos componentes se calcula como el cociente entre las volatilidades de los componentes más y menos ligeros, respectivamente. Sin embargo, en el caso particular que concierne (y en el siguiente correspondiente a la aplicación de la ecuación de Underwood), dicho cociente se refiere a las volatilidades del componente “i” y del componente “r”; por ello, al ser todos los componentes no clave pesados y de superior volatilidad que el de referencia, el undecano, se obtendrán volatilidades relativas inferiores a la unidad.

A continuación, se ilustra una tabla que recopila los resultados obtenidos. Se puede comprobar la concordancia total entre estas composiciones y las obtenidas mediante el balance de materia; este hecho indica que la distribución de componentes planteada en todo momento ha sido idónea:

i/r	$\alpha_{Di/r}$	$\alpha_{Wi/r}$	α_m	x_{Di}	x_{Wi}
C-12/C-11	0,624	0,670	0,647	0,000	0,269
C-13/C-11	0,390	0,449	0,419	0,000	0,221
C-14/C-11	0,243	0,301	0,271	0,000	0,122
C-15/C-11	0,152	0,202	0,175	0,000	0,026
C-16/C-11	0,095	0,135	0,113	0,000	0,005

TABLA AII.2.8: Volatilidades relativas entre el componente de referencia y los componentes no clave de la columna Decano

Como se ha anticipado, la determinación de las volatilidades de cabeza y colas se lleva a cabo mediante las expresiones:

$$\alpha_{Di/11} = \left(\frac{K_i}{K_{11}} \right)_D \text{ y } \alpha_{wi/11} = \left(\frac{K_i}{K_{11}} \right)_W,$$

siendo los valores de K_i los reflejados en las tablas AII.2.5 y AII.2.6, respectivamente, correspondientes al undecano y al componente “i” en consideración. A partir de la fórmula [AII.2.15], se calculará la volatilidad relativa media, y, finalmente, se hará lo propio, mediante las expresiones [AII.2.13] y [AII.2.14], con los valores de x_{Di} y x_{wi} . Para esta última determinación es necesario disponer de los caudales molares de la alimentación, destilado y residuo, que fueron expuestos en el apartado 2.2.1 referente a balances de materia, y del número mínimo de etapas (con sus decimales) proporcionado por la ecuación de Fenske.

Reflujo mínimo (Ecuación de Underwood)

Para estimar el reflujo mínimo hay que considerar las zonas invariantes o de contacto en las que el número de platos se hace infinito y no varía la composición de plato a plato. Para el caso de los sistemas multicomponentes, pueden ocurrir varias situaciones: que tengan un punto de contacto (clase 1) o que tengan dos puntos de contacto (clase 2). Para los de clase 1, todos los componentes de la alimentación se distribuyen entre las corrientes de cabeza y cola. En este caso, el punto de alimentación estará localizado en la zona de alimentación. Para los de clase 2, uno o más de los componentes solamente aparecen en uno de los productos. Es obvio que el sistema tratado se encuadra en la clase 2, para la cual Underwood desarrolla un método aproximado pero suficientemente exacto para determinar la relación de reflujo mínima. Se considera que la volatilidad relativa para cada componente es la misma en las zonas invariantes superior e inferior y se supone que el flujo molar es constante. De la misma manera que antes, las ecuaciones para las zonas de contacto se expresan en función de la volatilidad relativa definida con respecto a un componente de referencia, que, para la columna Decano, será el undecano.

El procedimiento de Underwood (Henley y Seader, 1998) viene cuantificado por dos ecuaciones, las cuales han de ser resueltas sucesivamente:

$$\sum \frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta} = 1 - \phi \quad [AII.2.16],$$

siendo ϕ la condición de alimentación, θ un parámetro a determinar y $(\alpha_{i/r})_{\infty}$ una volatilidad relativa idéntica a la expresada en la ecuación [AII.2.15], y

$$\sum \frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Di}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta} = 1 + (R_{\infty})_{\min} \quad [AII.2.17]$$

donde $(R_{\infty})_{\min}$ es la relación de reflujo externa mínima.

En primer lugar, se resolverá la ecuación [AII.2.16], de manera iterativa, sabiendo que hay que obtener una raíz del parámetro θ que cumpla la condición de $\alpha_{LK/HK} > \theta > 1$. No obstante, antes de iniciar el proceso iterativo, se han de conocer los valores de las distintas variables. De todas éstas, únicamente es desconocida la condición de alimentación. Se centrará la atención, pues, en su cálculo:

Condición de alimentación (ϕ)

La condición de alimentación hace referencia a la forma (estado) en que entra la alimentación a la columna. Así, la alimentación se puede encontrar como líquido subenfriado o saturado, como mezcla líquido-vapor o como vapor saturado o sobrecalentado. Una forma de representar matemáticamente la condición de la alimentación es utilizando la fracción líquida que entra en el sistema, definida como:

$$\phi = \frac{L' - L}{F} \quad [AII.2.18]$$

Aplicando un balance de materia al plato de alimentación ($F+L+V'=L'+V$), se puede expresar alternativamente como:

$$\phi - 1 = \frac{V' - V}{F} \quad [AII.2.19]$$

Sin embargo, estas expresiones permitirán, una vez conocida la condición de alimentación, determinar los caudales molares de L' y V' . La expresión que habilitará el cálculo de ϕ será la mostrada a continuación, resultante de realizar un balance de energía al plato de alimentación:

$$\phi = \frac{H_V^{Sat} - H_F}{H_V^{Sat} - H_L^{Sat}} = \frac{H_V^{Sat} - H_F}{\lambda} = 1 + \frac{H_L^{Sat} - H_F}{\lambda} = 1 + \frac{\bar{C}_p \cdot (T_{burbuja,F} - T_F)}{\bar{\lambda}} \quad [AII.2.20]$$

donde \bar{C}_p (J/mol·K) es la capacidad calorífica de la mezcla con composición la de la alimentación y evaluada a la temperatura promedio entre la real de la alimentación y la de burbuja de ésta, y $\bar{\lambda}$ (J/mol) es el calor latente de la mezcla de la corriente en cuestión evaluado a la temperatura promedio entre la de burbuja y rocío de la alimentación. Por tanto, será imprescindible el cálculo de las temperaturas de burbuja y rocío de la alimentación. En el caso del punto de burbuja de la alimentación, se llega a que:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,F} (°C)	241.9

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log K _{i,T,P}	K _{i,T,P}	x _{Fi}	y _{Fi}
n-C10	10	0,304	2,014	0,114	0,230
n-C11	11	0,129	1,347	0,258	0,348
n-C12	12	-0,045	0,901	0,263	0,237
n-C13	13	-0,220	0,603	0,216	0,130
n-C14	14	-0,394	0,403	0,119	0,048
n-C15	15	-0,569	0,270	0,025	0,007
n-C16	16	-0,744	0,181	0,005	0,001
Total				1,000	1,000

Respecto al punto de rocío, cuya estimación no ha sido necesaria hasta entonces, se explicará brevemente su cálculo, teniendo en cuenta lo expuesto con mayor detalle en el apartado 2.2.2 en relación al punto de burbuja de una mezcla multicomponente. El cálculo de la temperatura de rocío sigue un esquema similar al de la temperatura de burbuja mostrado en la figura AII.2.2, con la excepción, evidente, de que la ecuación que debe cumplirse es la ecuación característica del punto de rocío:

$$\sum x_i = \sum \frac{y_i}{K_i} = 1.0 \quad [AII.2.21]$$

De la misma manera, la determinación de la temperatura deseada se llevará a cabo con la herramienta Solver, designando como celda objetivo la correspondiente al sumatorio $\sum x_i$, como valor deseado 1 (con una precisión de 0.001) y como celda ajustable la temperatura de burbuja.

Tras esta concisa explicación, los resultados concernientes al punto de rocío de la alimentación se presentan a continuación:

P (atm)	2
T^a_{rocío,F} (°C)	255.4

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log K_{i,T,P}	K_{i,T,P}	y_{Fi}	x_{Fi}
n-C10	10	0,397	2,493	0,114	0,046
n-C11	11	0,231	1,704	0,258	0,151
n-C12	12	0,066	1,165	0,263	0,226
n-C13	13	-0,099	0,796	0,216	0,271
n-C14	14	-0,264	0,544	0,119	0,219
n-C15	15	-0,430	0,372	0,025	0,067
n-C16	16	-0,595	0,254	0,005	0,020
Total				1,000	1,000

Una vez calculadas estas temperaturas, hay que definir la temperatura de entrada de la alimentación (T_F) en la columna Decano. Siendo una especificación fija la temperatura de salida de la unidad anterior, Molex Adsorción, de la alimentación en cuestión (175.0 °C), se ha decidido elevarla, mediante una red de intercambiadores, hasta un valor de 240.0 °C, sabiendo de antemano que su temperatura de burbuja era de 241.9 °C. El fin perseguido es poder considerar, a efectos prácticos, la alimentación como un líquido saturado ($\Phi=1$) y, a la vez, asegurarse de que en las conducciones de acceso a la columna parte de ésta no se convierta en vapor, de ahí esa diferencia de aproximadamente 2 °C. Por tanto, se comprobará si con este valor de temperatura de entrada se puede suponer el estado deseado de la alimentación:

T_F (°C)	240.0
---------------------------	-------

$$[AII.2.18] \Rightarrow \phi = 1 + \frac{522.48 \cdot (241.9 - 240)}{39758.11} = 1.025 \approx 1$$

Se puede concluir, entonces, que la alimentación se introduce en la columna Decano en un estado de líquido saturado.

Una vez determinada la condición de alimentación, se retoma nuevamente la aplicación del submétodo de Underwood. Ya que la condición de alimentación se puede aproximar a la unidad, la ecuación AII.2.16 queda como:

$$\sum \frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta} = 0$$

Teniendo en cuenta los valores de $(\alpha_{i/r})_{\infty}$, coincidentes con los de α_m de las tablas AII.2.7 y AII.2.8, y la fracción molar de cada componente en la alimentación (tabla AII.2.2), Solver proporciona el parámetro θ tras indicarle que la celda objetivo debe ser la resultante de sumar el miembro del sumatorio para cada componente, que el valor objetivo es cero (con una precisión de 0.001) y que la celda ajustable es la correspondiente a θ :

θ	1.377
----------------------------	-------

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-10/C-11	1,045
C-11/C-11	-0,684*
C-12/C-11	-0,233
C-13/C-11	-0,094
C-14/C-11	-0,029
C-15/C-11	-0,004
C-16/C-11	0,000
Total	0,000

* $(\alpha_{11/11})_{\infty}$ es igual a la unidad.

Se comprueba que el valor de 1.377 obtenido para θ cumple la condición de estar comprendido entre $\alpha_{LK/HK}$ y 1, es decir, entre 1.546 y 1. Ahora sí, se está en disposición de calcular la relación de relujo externa mínima mediante la expresión [AII.2.17]:

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Di}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-10/C-11	8,963
C-11/C-11	-0,058
C-12/C-11	0,000
C-13/C-11	0,000
C-14/C-11	0,000
C-15/C-11	0,000
C-16/C-11	0,000
Total	8,904



$$R_{\min \text{ ext}} = 7.904$$

Relación de Reflujo real y Número de etapas de equilibrio (Estudios de Gilliland y ecuación de Molokanov)

El número de pisos necesario para separar la mezcla en el grado especificado depende de la razón de reflujo, que debe elegirse de forma que el coste total de la operación de destilación (costes fijos + costes de producción) sea lo menor posible.

Con respecto a los costes fijos, es necesario considerar el coste de la torre de proceso, por un lado, y el de los elementos internos, por otro. Al aumentar la relación de reflujo, inicialmente el número de platos disminuye rápidamente y después lo hace a un ritmo cada vez menor, hasta que, para reflujo total, el número de platos es mínimo. Por otro lado, el área de la sección transversal de la columna es, en general, aproximadamente proporcional a la velocidad de flujo del vapor. A medida que se incrementa la relación de reflujo, aumenta tanto el caudal de vapor como de líquido en el interior de la columna para una producción dada, y se alcanza un punto en el que el aumento del diámetro de la columna es más rápido que la disminución del número de platos. El costo de la unidad es aproximadamente proporcional al área total de los platos, o bien al producto del número de platos por el área de la sección transversal de la columna; de esta forma, los costos de adquisición para la columna disminuyen primero y aumentan después con la relación de reflujo.

Si se analizan los costes de funcionamiento, son, fundamentalmente, los de calentamiento y enfriamiento. Éstos aumentan linealmente con la relación de reflujo.

El coste total será la suma de los dos anteriores y presentará un mínimo para una relación de reflujo que se denomina relación de reflujo óptima. En general, este valor está entre 1.1 y 1.5 veces la relación de reflujo mínima para columnas de destilación de mezclas de hidrocarburos (Perry y col., 2001a). Debido a la complejidad de realizar un análisis económico exhaustivo, se ha decidido fijar el cociente R/R_{\min} en base a las recomendaciones de la publicación “Analysis of Heuristics for Optimizing the Design of Distillation Columns” (Lek y col., 2004), y dentro de ésta a las reportadas por McCormick y Roche (1979), que establecen dicha relación en función del método de condensación del vapor de cabeza:

1.05 to 1.10	Low-level refrigeration (-300 to -150°F)
1.10 to 1.20	High-level refrigeration (-150 to 50°F)
1.2 to 1.5	Cooling water
1.4 to 1.5	Air cooling

TABLA AII.2.9: Valores recomendados del cociente entre relación de reflujo óptima y relación de reflujo mínima

Dado que la condensación total de la corriente superior de la columna Decano (y de las restantes columnas) se llevará a cabo mediante el uso de aerorrefrigerantes, se recomienda que el cociente R/R_{\min} esté comprendido entre 1.4 y 1.5. Se tomará, pues, un valor intermedio:

$$\frac{R}{R_{\min}} = 1.45 \rightarrow R_{ext} = 1.45 \cdot R_{ext \min} = 11.461$$

Con respecto al número de etapas de equilibrio, la correlación de mayor éxito y más sencilla es la desarrollada en los estudios de Gilliland, la cual se ilustra en la siguiente figura, donde las tres series de puntos de datos, que están basados en cálculos exactos, son los puntos originales de Gilliland y los puntos para sistemas multicomponentes de Brown y Martin y de Van Winkle y Todd (Henley y Seader, 1998). Los 61 puntos experimentales cubren los siguientes intervalos de condiciones (entre paréntesis las propias de la columna Decano):

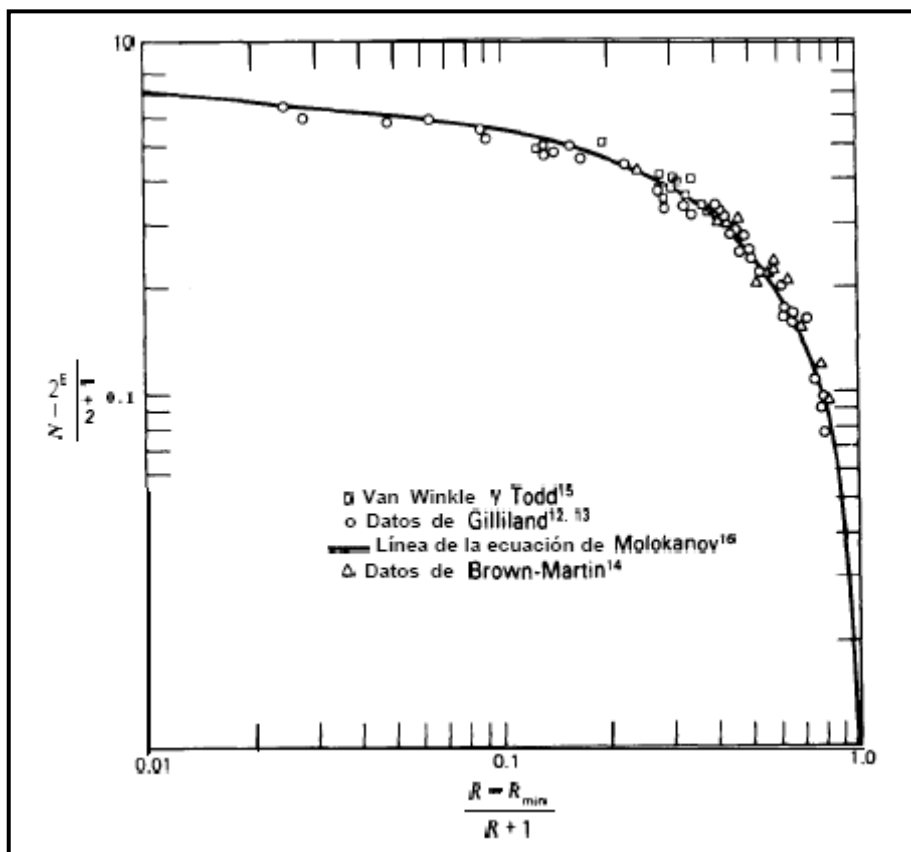


FIG. AII.2.4: Comparación de la ecuación de Gilliland con cálculos rigurosos

- 1) Número de componentes: 4-11(⇒7)
- 2) Condición de alimentación (ϕ): 0.28-1.42 (⇒1)
- 3) Presión de la columna: vacío-600 psia (⇒30 psi)
- 4) Volatilidad relativa: 1.1-4.05 (⇒1.546 entre los componentes clave)
- 5) Reflujo externo mínimo: 0.53-9.09 (⇒7.90)
- 6) Número mínimo de etapas:3.4-60.3 (⇒11.1)

Se verifica, así, la adecuación total de esta gráfica al sistema. No obstante, se hará el cálculo del número de platos (N) analíticamente a partir de la ecuación desarrollada por Molokanov y col. (Henley y Seader, 1998), que representa la línea que pasa por los datos de la citada gráfica:

$$\frac{N - N_{min}}{N + 1} = 1 + \exp\left[\left(\frac{1 + 54.4 \cdot X}{11 + 117.2 \cdot X}\right) \cdot \left(\frac{X - 1}{X^{0.5}}\right)\right] \quad [AII.2.22]$$

donde X es igual a $\frac{R - R_{\min}}{R + 1}$ [AII.2.23].

Si se sustituye en primer lugar en la ecuación [AII.2.23] y luego en [AII.2.22], se llega a:

$$X = \frac{11.461 - 7.904}{1 + 11.461} = 0.285 \rightarrow \frac{N - N_{\min}}{N + 1} = 0.392 \Rightarrow N = 18.8 \approx 19$$

Por tanto, resulta un total de 19 etapas de equilibrios, lo cual da lugar a un calderín y a 18 platos teóricos o de equilibrios ideales:

$$\boxed{\text{Número de platos teóricos}_{FUG} : 18}$$

Localización del plato de alimentación (Ecuación de Kirkbride)

Una vez que conocido el número de platos teóricos, es conveniente determinar la localización del plato de alimentación o, lo que es equivalente, la distribución de los platos entre las zonas de enriquecimiento y de agotamiento. Una aproximación razonablemente buena de la localización de la etapa óptima de alimentación puede obtenerse utilizando la ecuación empírica de Kirkbride (Henley y Seader, 1998):

$$\frac{N_R}{N_A} = \left[\left(\frac{x_{F(HK)}}{x_{F(LK)}} \right) \cdot \left(\frac{x_{W(LK)}}{x_{D(HK)}} \right)^2 \cdot \left(\frac{W}{D} \right) \right]^{0.206} = \left[\left(\frac{x_{F11}}{x_{F10}} \right) \cdot \left(\frac{x_{W10}}{x_{D11}} \right)^2 \cdot \left(\frac{W}{D} \right) \right]^{0.206} \quad [AII.2.24]$$

siendo N_R y N_A el número de platos en las secciones de rectificación y agotamiento, respectivamente.

Si se sustituye en esta expresión los datos necesarios expuestos en apartados previos:

$$\frac{N_R}{N_A} = \left[\left(\frac{0.258}{0.114} \right) \cdot \left(\frac{0.093}{0.022} \right)^2 \cdot \left(\frac{6845.06}{163.39} \right) \right]^{0.206} = 4.6$$

$$\Downarrow N_R + N_A = 18$$

$$N_A = 3.2 \approx 3$$

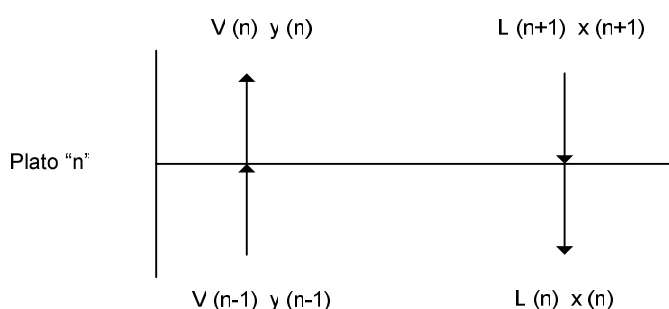
$$N_R = 14.8 \approx 15$$

Según los resultados, se puede concluir que la alimentación se introduce entre los platos 3 y 4, sobre el primero de ellos.

2.2.3.2. Método de etapa a etapa

Éste es el método de cálculo, de los denominados rigurosos, que permitirá la resolución de las columnas de destilación multicomponentes que constituyen la planta proyectada.

Antes de explicar el procedimiento a seguir, se comentará que el grado de rigurosidad del método se ve reducido por una simplificación que se ha realizado y que facilita enormemente los cálculos: la constancia de los caudales molares totales del líquido y del vapor en cada sección de la columna. No obstante, como se verá a continuación, dicha suposición está debidamente justificada. Si se aplica un balance de energía al plato “n”, se tendrá:



$$L_{n+1} \cdot h_{n+1} + V_{n-1} \cdot H_{n-1} = L_n \cdot h_n + V_n \cdot H_n + \text{pérdidas} + \Delta H_{\text{mezcla}}$$

en donde H y h representan las entalpías específicas del vapor y del líquido, respectivamente, procedentes del plato indicado por el subíndice correspondiente a la concentración en cada plato, y ΔH_m es el calor de mezcla. Como se puede pensar, el cálculo exacto de este balance entálpico es muy difícil para mezclas multicomponentes. Por ello, ya que la columna Decano (y las restantes) está adecuadamente aislada (operación adiabática), experimenta un incremento de temperatura total no muy grande (de 39.2 °C) y las sustancias con las que trabaja son relativamente similares (parafinas

lineales del rango C-10 a C-16), es posible minimizar la complejidad de este cálculo considerando que no hay pérdidas de calor con el exterior, que el calor de vaporización λ es constante e independiente de la composición, que el calor sensible es despreciable, y que no hay calor de mezcla. En primera instancia, el balance previo se transforma en:

$$L_{n+1} \cdot h_{n+1} + V_{n-1} \cdot H_{n-1} = L_n \cdot h_n + V_n \cdot H_n$$

y tomando como valor de referencia las condiciones de líquido saturado, se obtiene que:

$$\begin{aligned} h_n &= 0 \\ H_n &\approx \lambda_n \\ h_{n+1} &= 0 \\ H_{n-1} &\approx \lambda_{n-1} \end{aligned}$$

quedando finalmente el balance como:

$$\begin{aligned} V_{n-1} \cdot \lambda_{n-1} &= V_n \cdot \lambda_n \\ V_{n-1} &= V_n = V \\ L_{n+1} &= L_n = L \end{aligned}$$

Se deduce que tanto el caudal de molar de líquido como el de vapor son constantes en cada una de las secciones de la columna.

Volviendo al método de cálculo a aplicar, éste se basará en el propuesto por Lewis y Matheson (basado, a su vez, en el método de Sorel-Lewis); sin embargo, en el caso particular de la columna Decano, que se caracteriza por que una de las corrientes de salida contiene todos los componentes de la alimentación, se modificará ligeramente el procedimiento descrito por este método, consiguiendo así resultados algo más precisos. Se detalla seguidamente:

1. Se parte de la composición conocida del residuo líquido (x_w), ya que esta corriente incluye la totalidad de los componentes introducidos con la alimentación. La idea es, a partir de estos datos, ir determinando las composiciones de las corrientes de entrada y salida de cada plato, así como la temperatura de equilibrio en cada uno de ellos, hasta llegar al destilado. Es un

proceso secuencial, es decir, no se puede iniciar el cálculo de un plato si, previamente, no se ha establecido las características del plato anterior.

2. La temperatura de equilibrio del calderín $-T^a_{\text{calderín}}-$ (y de los platos posteriores) coincidirá con el punto de burbuja de la corriente líquida procedente del calderín (o del plato en cuestión). Por tanto, dicha determinación, cuyo procedimiento ha sido detallado en apartados previos, no sólo proporcionará la temperatura de equilibrio sino también, consecuentemente, la composición de la corriente vapor (y_{et0}) en equilibrio con el líquido, corriente vapor que asciende hacia la etapa inmediatamente superior; en este caso, el primer plato de la torre.
3. El siguiente paso consiste en estimar la composición del líquido (x_{et1}) que cae de este primer plato. Para ello, se utilizarán las denominadas rectas de operación, las cuales relacionan la composición del vapor procedente de un plato (y_{et0}) con la del líquido (x_{et1}) que llega a él procedente del plato superior. Para la sección de agotamiento, en la cual se está inmerso, la ecuación de operación general es:

$$x_{etn(i)} = y_{etn-1(i)} \cdot \frac{V'_{n-1}}{L'_n} + \frac{W}{L'_n} \cdot x_{W i} \quad \xrightarrow{\text{Constancia de caudales}} \quad x_{etn(i)} = y_{etn-1(i)} \cdot \frac{V'}{L'} + \frac{W}{L'} \cdot x_{W i} \quad [AII.2.25]$$

Aplicada al caso que se está explicando, queda como:

$$x_{et1(i)} = y_{et0(i)} \cdot \frac{V'}{L'} + \frac{W}{L'} \cdot x_{W i}$$

4. Una vez calculada la composición x_1 , se realizará de nuevo el paso dos con el fin de determinar la temperatura en el plato 1 (T_1) y la composición del vapor procedente del mismo plato (y_{et1}). Posteriormente, según el paso tres, se obtendrá la composición x_{et2} , y así sucesivamente.
5. Los pasos anteriores se repetirán hasta alcanzar el plato de alimentación. ¿Cómo se determina su localización? Desde el primer plato en adelante se irá calculando la relación entre las composiciones de los componentes clave, es decir, el

cociente $(x_{11}/x_{10})_{et\ n}$. Conforme se vaya ascendiendo en la columna dicha relación decrecerá (enriquecimiento en el más volátil); en el primer momento en que pase a ser menor que la correspondiente a la alimentación, se estará produciendo la transición de zona desde la de agotamiento a la de rectificación. Así, si la relación inmediatamente inferior a la de alimentación está asociada al subíndice “n”, el plato sobre el cual se introduce dicha alimentación será el “n-1”. Por tanto, la composición $x_{et\ n}$ (determinada mediante la recta de operación de la sección de agotamiento) únicamente sirve para llegar a esta conclusión, siendo el último resultado de interés de la zona de agotamiento la composición del vapor $y_{et\ n-1}$.

- Partiendo de la composición $y_{et\ n-1}$, el objetivo es relacionar ésta con la del líquido $(x_{et\ n})$ procedente del plato siguiente (n). Para ello, se hará uso de la recta de operación característica de la zona de enriquecimiento, cuya forma general es:

$$x_{et\ n(i)} = y_{et\ n-1(i)} \cdot \frac{V_{n-1}}{L_n} - \frac{D}{L_n} \cdot x_{D\ i} \quad \xrightarrow{\text{Constancia de caudales}} \quad x_{et\ n(i)} = y_{et\ n-1(i)} \cdot \frac{V}{L} - \frac{D}{L} \cdot x_{D\ i} \quad [AII.2.26]$$

Es importante mencionar que en la zona de rectificación, a diferencia de en la de agotamiento, se irá calculando para cada plato la relación y_{11}/y_{10} .

- Luego, para determinar la composición del vapor procedente del plato n y la temperatura de equilibrio de dicho plato, se aplicará el paso número dos. A partir de este momento, se irán intercalando los pasos seis y dos.
- Se continuará el procedimiento indicado en el paso siete hasta que el cociente $(y_{11}/y_{10})_{et\ m}$ rebaje el valor de esta relación correspondiente al producto destilado. Así, si la relación inmediatamente inferior a la del destilado está asociada al subíndice “m”, la columna constará de un total de “m” platos. En este instante acaba la aplicación del método.

Según lo expuesto, será necesario, en primer lugar, la obtención de las rectas de operación y, por tanto, la determinación de los caudales molares L , V , L' y V' . Si se aplica un balance de materia a la zona de cabeza y se considera la expresión que define la relación de reflujo externa, se tiene:

$$V = L + D \quad [\text{AII.2.27}]$$

$$R_{ext} = \frac{L}{D} \quad [\text{AII.2.28}]$$

Despejando L de la ecuación [AII.2.28], y considerando el reflujo externo obtenido a partir del mínimo proporcionado por la ecuación de Underwood :

$$L = D \cdot R_{ext} = 163.39 \text{ kmol / día} \cdot (11.461) = 1872.59 \text{ kmol / día}$$

Sustituyendo el valor de L obtenido en la ecuación [AII.2.27]:

$$V = 1872.59 \text{ kmol / día} + 163.39 \text{ kmol / día} = 2035.98 \text{ kmol / día}$$

Con respecto al cálculo de L' y V' , sus valores serán obtenidos a partir de las ecuaciones de definición de la condición de alimentación, [AII.2.18] y [AII.2.19], respectivamente:

$$[\text{AII.2.18}] \Rightarrow L' = L + F \cdot \phi = 1872.59 \text{ kmol / día} + 7008.44 \text{ kmol / día} \cdot 1 = 8881.04 \text{ kmol / día}$$

$$[\text{AII.2.19}] \Rightarrow V' = V + F \cdot (\phi - 1) = 2035.98 \text{ kmol / día} + 7008.44 \text{ kmol / día} \cdot (1 - 1) = 2035.98 \text{ kmol / día}$$

Ahora sí, se está en disposición de calcular las rectas de operación de cada sección, a partir de las expresiones [AII.2.26] y [AII.2.25]:

$$\bullet x_{etn(i)} = y_{etn-1(i)} \cdot \frac{2035.98}{1872.59} - \frac{163.39}{1872.59} \cdot x_{Di}$$

↓

$$x_{etn(i)} = y_{etn-1(i)} \cdot 1.087 - 0.087 \cdot x_{Di}$$

RECTA DE
RECTIFICACIÓN

$$\bullet x_{n i} = y_{n-1 i} \cdot \frac{2035.98}{8881.04} + \frac{6845.06}{8881.04} \cdot x_{w i}$$

↓

$$x_{n i} = y_{n-1 i} \cdot 0.229 + 0.771 \cdot x_{w i}$$

RECTA DE
AGOTAMIENTO

Finalmente, se muestran las tablas que cuantifican los pasos descritos del procedimiento explicado:

SECCIÓN DE AGOTAMIENTO									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	x ₁₁ /x ₁₀
x _w	0,093	0,264	0,269	0,221	0,122	0,026	0,005		
T _c (°C)	243,2	243,2	243,2	243,2	243,2	243,2	243,2		
Log K	0,313	0,139	-0,034	-0,208	-0,382	-0,555	-0,729		
K	2,056	1,379	0,924	0,620	0,415	0,278	0,187		
y _{et0}	0,192	0,363	0,249	0,137	0,051	0,007	0,001	1,000	
x _{et1}	0,116	0,287	0,265	0,202	0,106	0,021	0,004		2,470
T ₁ (°C)	240,4	240,4	240,4	240,4	240,4	240,4	240,4		
Log K	0,293	0,118	-0,058	-0,234	-0,409	-0,585	-0,761		
K	1,964	1,311	0,875	0,584	0,390	0,260	0,173		
y _{et1}	0,228	0,376	0,231	0,118	0,041	0,006	0,001	1,000	
x _{et2}	0,124	0,289	0,261	0,197	0,103	0,021	0,004		2,329
T ₂ (°C)	239,7	239,7	239,7	239,7	239,7	239,7	239,7		
Log K	0,288	0,112	-0,064	-0,240	-0,416	-0,592	-0,769		
K	1,942	1,295	0,863	0,575	0,383	0,256	0,170		
y _{et2}	0,241	0,375	0,225	0,114	0,040	0,005	0,001	1,000	
x _{et3}	0,127	0,289	0,259	0,196	0,103	0,021	0,004		2,271
T ₃ (°C)	239,5	239,5	239,5	239,5	239,5	239,5	239,5		
Log K	0,287	0,111	-0,066	-0,242	-0,418	-0,595	-0,771		
K	1,936	1,290	0,860	0,573	0,382	0,254	0,170		
y _{et3}	0,246	0,373	0,223	0,113	0,039	0,005	0,001	1,000	
x _{et4}	0,128	0,289	0,259	0,196	0,103	0,021	0,004		2,247

TABLA. AII.2.10: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de agotamiento de la columna Decano

Aquí finaliza la sección de agotamiento, ya que $\left(\frac{x_{11}}{x_{10}}\right)_{et3} = 2.271 > \left(\frac{x_{11}}{x_{10}}\right)_F = 2.263 > \left(\frac{x_{11}}{x_{10}}\right)_{et4} = 2.247$. La alimentación se introducirá entre los platos 3 y 4, sobre el número tres. Continuando con la sección de enriquecimiento:

SECCIÓN DE RECTIFICACIÓN									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	y ₁₁ /y ₁₀
x_D	0,978	0,022	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
y_{et3}	0,246	0,373	0,223	0,113	0,039	0,005	0,001	1,000	1,513
x_{et4}	0,183	0,404	0,242	0,122	0,043	0,006	0,001		
T₄ (°C)	231,1	231,1	231,1	231,1	231,1	231,1	231,1		
Log K	0,225	0,043	-0,140	-0,322	-0,505	-0,687	-0,870		
K	1,679	1,103	0,725	0,476	0,313	0,205	0,135		
y_{et4}	0,307	0,445	0,175	0,058	0,013	0,001	0,000	1,000	1,452
x_{et5}	0,248	0,482	0,191	0,063	0,015	0,001	0,000		
T₅ (°C)	225,2	225,2	225,2	225,2	225,2	225,2	225,2		
Log K	0,179	-0,008	-0,195	-0,382	-0,569	-0,756	-0,943		
K	1,511	0,982	0,638	0,415	0,270	0,175	0,114		
y_{et5}	0,375	0,473	0,122	0,026	0,004	0,000	0,000	1,000	1,264
x_{et6}	0,322	0,513	0,132	0,029	0,004	0,000	0,000		
T₆ (°C)	220,9	220,9	220,9	220,9	220,9	220,9	220,9		
Log K	0,145	-0,045	-0,236	-0,426	-0,617	-0,807	-0,998		
K	1,397	0,901	0,581	0,375	0,242	0,156	0,101		
y_{et6}	0,450	0,462	0,077	0,011	0,001	0,000	0,000	1,000	1,027

x_{et7}	0,403	0,500	0,084	0,012	0,001	0,000	0,000		
T₇ (°C)	217,5	217,5	217,5	217,5	217,5	217,5	217,5		
Log K	0,118	-0,075	-0,268	-0,461	-0,654	-0,848	-1,041		
K	1,313	0,842	0,539	0,346	0,222	0,142	0,091		
y_{et7}	0,530	0,421	0,045	0,004	0,000	0,000	0,000	1,000	0,795
x_{et8}	0,491	0,456	0,049	0,004	0,000	0,000	0,000		
T₈ (°C)	214,8	214,8	214,8	214,8	214,8	214,8	214,8		
Log K	0,096	-0,100	-0,295	-0,491	-0,686	-0,881	-1,077		
K	1,246	0,795	0,507	0,323	0,206	0,131	0,084		
y_{et8}	0,611	0,362	0,025	0,001	0,000	0,000	0,000	1,000	0,592
x_{et9}	0,579	0,392	0,027	0,002	0,000	0,000	0,000		
T₉ (°C)	212,4	212,4	212,4	212,4	212,4	212,4	212,4		
Log K	0,076	-0,121	-0,319	-0,516	-0,714	-0,911	-1,108		
K	1,191	0,756	0,480	0,305	0,193	0,123	0,078		
y_{et9}	0,690	0,296	0,013	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,429
x_{et10}	0,665	0,320	0,014	0,001	0,000	0,000	0,000		
T₁₀ (°C)	210,4	210,4	210,4	210,4	210,4	210,4	210,4		
Log K	0,059	-0,140	-0,339	-0,539	-0,738	-0,937	-1,136		
K	1,145	0,724	0,458	0,289	0,183	0,116	0,073		
y_{et10}	0,762	0,232	0,006	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,304
x_{et11}	0,743	0,250	0,007	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₁ (°C)	208,7	208,7	208,7	208,7	208,7	208,7	208,7		
Log K	0,044	-0,156	-0,357	-0,557	-0,758	-0,959	-1,159		
K	1,107	0,698	0,440	0,277	0,175	0,110	0,069		

y_{et11}	0,822	0,175	0,003	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,212
x_{et12}	0,809	0,188	0,003	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₂ (°C)	207,3	207,3	207,3	207,3	207,3	207,3	207,3		
Log K	0,032	-0,169	-0,371	-0,573	-0,775	-0,976	-1,178		
K	1,077	0,677	0,426	0,267	0,168	0,106	0,066		
y_{et12}	0,871	0,127	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,146
x_{et13}	0,862	0,136	0,002	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₃ (°C)	206,2	206,2	206,2	206,2	206,2	206,2	206,2		
Log K	0,023	-0,180	-0,382	-0,585	-0,788	-0,990	-1,193		
K	1,055	0,661	0,415	0,260	0,163	0,102	0,064		
y_{et13}	0,909	0,090	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,099
x_{et14}	0,903	0,096	0,001	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₄ (°C)	205,4	205,4	205,4	205,4	205,4	205,4	205,4		
Log K	0,016	-0,187	-0,391	-0,594	-0,797	-1,001	-1,204		
K	1,038	0,650	0,407	0,255	0,159	0,100	0,062		
y_{et14}	0,937	0,062	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,067
x_{et15}	0,934	0,066	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₅ (°C)	204,8	204,8	204,8	204,8	204,8	204,8	204,8		
Log K	0,011	-0,193	-0,397	-0,601	-0,805	-1,008	-1,212		
K	1,026	0,641	0,401	0,251	0,157	0,098	0,061		
y_{et15}	0,958	0,042	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,044
x_{et16}	0,956	0,044	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₆ (°C)	204,4	204,4	204,4	204,4	204,4	204,4	204,4		
Log K	0,007	-0,197	-0,401	-0,605	-0,810	-1,014	-1,218		

K	1,017	0,635	0,397	0,248	0,155	0,097	0,061		
y_{et16}	0,972	0,028	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,029
x_{et17}	0,971	0,029	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
T₁₇ (°C)	204,2	204,2	204,2	204,2	204,2	204,2	204,2		
Log K	0,005	-0,200	-0,404	-0,609	-0,813	-1,018	-1,222		
K	1,011	0,631	0,394	0,246	0,154	0,096	0,060		
y_{et17}	0,982	0,018	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,018

TABLA AII.2.11: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de rectificación de la columna Decano

Aquí finaliza la sección de rectificación y, consecuentemente, la columna de destilación, ya que $\left(\frac{y_{11}}{y_{10}}\right)_{et16} = 0.029 > \left(\frac{y_{11}}{y_{10}}\right)_D = 0.022 > \left(\frac{y_{11}}{y_{10}}\right)_{et17} = 0.018$. Por tanto, se puede concluir que la torre Decano consta de un total de 17 platos teóricos, distribuidos de la siguiente manera:

Platos teóricos de la columna Decano: 17

- 14 en la sección de enriquecimiento
- 3 en la sección de agotamiento

Entrada de la alimentación: entre platos 3 y 4 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado).

Teniendo en cuenta que, tal y como se ha comentado, el método de FUG es un método algo conservador, se puede confirmar el alto grado de concordancia entre los resultados del método etapa a etapa y el método de FUG, tanto en lo relativo al número de etapas teóricas como a la localización del plato de alimentación (o distribución de platos entre ambas secciones, que es equivalente). El primero de éstos concluye que la

columna Decano consta de 17 platos teóricos, mientras que el segundo deduce un total de 18. Con respecto a la localización de la alimentación, ambos coinciden completamente, ésta tiene lugar en el plato número 3.

Por otro lado, cabe destacar de los datos adjuntados en las tablas anteriores, la variación de la temperatura a lo largo de la columna de destilación. Si se representa dicha variación, se obtiene una figura como la siguiente:

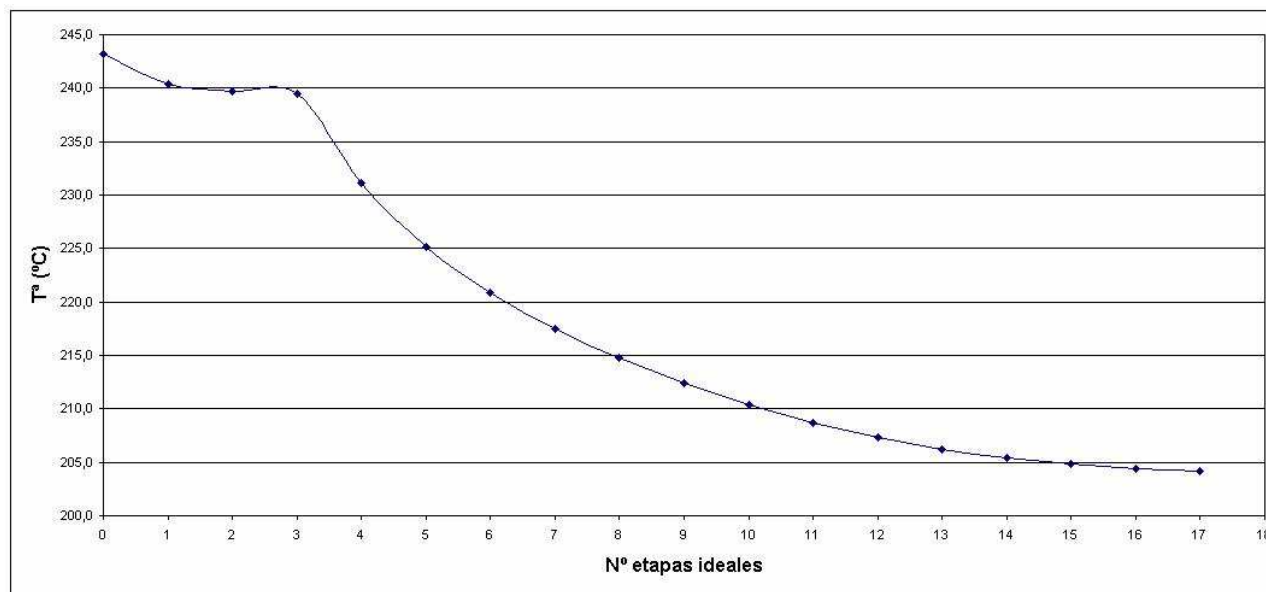
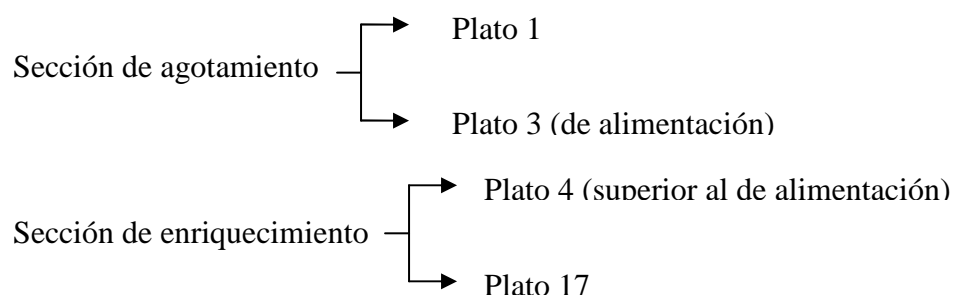


FIG. AII.2.5: Representación de la variación ideal de la temperatura en la columna Decano

Fundamentalmente, se observa que la temperatura varía muy rápidamente cerca del plato de alimentación (3 y 4) como consecuencia del cambio de composición tan apreciable que se produce en esta zona.

2.2.4. Diseño Hidráulico

Anteriormente se ha desarrollado el cálculo del número de platos necesarios para realizar una separación determinada. Como resultado de los cálculos efectuados se dispone de datos de caudal y composición de líquido y vapor en cada plato de la columna. El siguiente paso será llevar a cabo el diseño hidráulico de la torre, esto es, determinar las dimensiones características de cada uno de los platos, tales como diámetro, distancia entre platos, altura del líquido, tipo de platos o materiales. Dicho diseño se realizará para los platos más representativos de la columna, entendiéndose por éstos, el primer y último plato de las secciones de agotamiento y rectificación. Es decir:



El acertado diseño de una columna de platos necesita de una amplia experiencia previa y se basa, en general, en la utilización de gran cantidad de expresiones empíricas. Se expondrán seguidamente los pasos básicos llevados a cabo, ilustrados con el ejemplo de diseño del plato número 1:

Plato 1 (sección de agotamiento)

1. Determinar la composición, la temperatura y los caudales másicos y volumétricos de las corrientes de líquido y vapor en equilibrio en el plato considerado. Así, de la tabla AII.2.10 se tiene:

Temperatura (°C)	240.4	
Componentes	x_{et1}	y_{et1}
n-C10	0,116	0,228
n-C11	0,287	0,376
n-C12	0,265	0,231
n-C13	0,202	0,118
n-C14	0,106	0,041
n-C15	0,021	0,006

n-C16	0,004	0,001
Total	1,000	1,000

TABLA AII.2.12: Datos de equilibrio en el plato ideal 1 de la columna Decano

Con respecto a los caudales, se dispone de los caudales molares de ambas corrientes: $L'=8881.04$ kmol/día y $V'=2035.98$ kmol/día. Será realizada, pues, su conversión a caudales másicos y volumétricos:

$$\bullet L'_{\text{másico}} = L' \cdot PM_L \text{ [AII.2.29]} \Rightarrow L'_{\text{másico}} = 8881.04 \text{ kmol / día} \cdot 169.990 \text{ kg / kmol} = 1509685.23 \text{ kg / día} = 62903.55 \text{ kg / h} = 17.47 \text{ kg / s}$$

$$\bullet Q_{L'} = \frac{L'_{\text{másico}}}{\rho_L} \text{ [AII.2.30]} \Rightarrow Q_{L'} = \frac{62903.55 \text{ kg / h}}{551.48 \text{ kg / m}^3} = 114.06 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0317 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet V'_{\text{másico}} = V' \cdot PM_V \text{ [AII.2.31]} \Rightarrow V'_{\text{másico}} = 2035.98 \text{ kmol / día} \cdot 161.760 \text{ kg / kmol} = 329339.56 \text{ kg / día} = 13722.48 \text{ kg / h} = 3.82 \text{ kg / s}$$

$$\bullet Q_{V'} = \frac{V'_{\text{másico}}}{\rho_V} \text{ [AII.2.32]} \Rightarrow Q_{V'} = \frac{13722.48 \text{ kg / h}}{8.44 \text{ kg / m}^3} = 1625.98 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.4517 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2. Seleccionar el tipo de plato, el número de pasos, las dimensiones características de los elementos de contacto (diámetro de las perforaciones –do-) y el espaciado entre platos:

⇒ Tipo de plato: plato perforado (ver apartado 8.1.3 de la Memoria).

⇒ Número de pasos: la selección inicial del número de pasos se realizará mediante la gráfica adjunta, a partir de los caudales volumétricos del líquido y del vapor, así como de sus densidades. También, dicha gráfica proporciona una aproximación del que será diámetro del plato (Lockett, 1986):

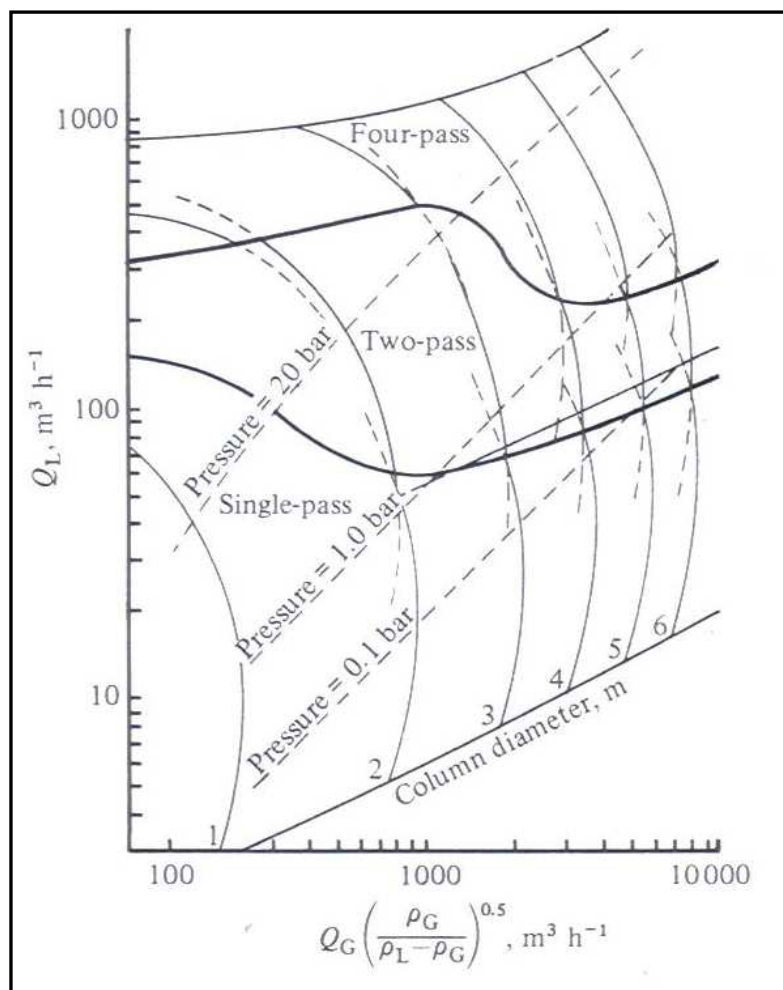


FIG. AII.2.6: Gráfico estimativo del número pasos

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 114.06 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 1625.98 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.44 \text{ kg} / \text{m}^3}{551.48 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.44 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 202.70 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \rightarrow$$

→ Paso simple (1 paso), 1.5 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o): con respecto al diámetro de orificio en los platos perforados, este valor suele oscilar entre 3 y 12 mm (1/8 a 1/2 in). Se tomará para todos los platos de todas las columnas un diámetro de 4.5 mm (3/16 in), el valor más típico. Una vez fijado el diámetro del orificio, es posible determinar el espesor del plato (e_p) a partir del material de construcción (acero inoxidable), tal y como se recoge en la siguiente tabla (Treybal, 1988):

Diámetro del orificio		Espesor del plato/diam.orif.	
m m	in	Acero inoxidable	acero al carbón
3.0	$\frac{1}{8}$	0.65	
4.5	$\frac{1}{16}$	0.43	
6.0	$\frac{1}{4}$	0.32	
9.0	$\frac{3}{8}$	0.22	0.5
12.0	$\frac{1}{2}$	0.16	0.38
15.0	$\frac{5}{8}$	0.17	0.3
18.0	$\frac{3}{4}$	0.11	0.25

TABLA AII.2.13: Diámetro del orificio y espesor del plato

Acero inoxidable, $d_o = 4.5 \text{ mm} \rightarrow \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$

En relación a la colocación de las perforaciones, ya ha sido comentado en la Memoria que éstas estarán dispuestas en los vértices de un triángulo equilátero. La distancia entre los centros de las perforaciones suele encontrarse en el intervalo de 2.5 a 5 veces el diámetro del orificio:

$$p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.2 \text{ mm}$$

$$p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm}$$

Ante estos resultados, se ha decidido tomar un valor de pitch de 12 mm.

⇒ Espaciamento entre platos (t_p): esta distancia depende de la facilidad de construcción, de su mantenimiento y del coste. El mínimo que se considera son 50 cm. En la tabla siguiente (Treybal, 1988) se relaciona el diámetro de la torre (T) con la separación entre platos (t_p):

Diámetro de la torre, T		Espaciamento de la torre, t	
m	ft	m	in
		0.15	6 mínimo
1 menos	4 menos	0.50	20
1-3	4-10	0.60	24
3-4	10-12	0.75	30
4-8	12-24	0.90	36

TABLA AII.2.14: Espaciamento entre platos

Según la figura AII.2.6, el diámetro de la torre está comprendido entre 1 y 3 m. Por tanto, resulta un espaciamento entre platos de 0.60 m.

3. Fijar los valores límites superior e inferior de flujo de vapor a través del plato, determinados por el punto de inundación o la velocidad a partir de la cual el arrastre se hace excesivo (valor superior), y el punto de lloriqueo (valor inferior).

✓ Con respecto al punto superior, la correlación empleada indica que la velocidad máxima permisible para evitar la inundación (v_F), definida como la relación entre el caudal volumétrico del vapor y el área neta del plato ($A_n = A_a + A_{vig}$ [AII.2.33]), es proporcional a $[(\rho_L - \rho_V)/\rho_V]^{0.5}$:

$$v_F = C_F \cdot \left(\frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \right)^{0.5} \quad [AII.2.34]$$

donde C_F se denomina coeficiente de inundación y depende del tipo de plato. Para el caso de platos perforados, se utilizará la siguiente expresión empírica que depende de la tensión superficial y de dos parámetros α y β :

$$C_F = \left[\alpha \cdot \log \frac{1}{PF} + \beta \right] \cdot \left(\frac{\sigma}{0.020} \right)^{0.2} \quad [AII.2.35]$$

donde los parámetros α y β dependen de la relación A_o/A_a :

$$\text{- Si } A_o/A_a \geq 0.1 \quad \begin{cases} \alpha = 0.0744 \cdot t_p + 0.01173 & [AII.2.36] \\ \beta = 0.0304 \cdot t_p + 0.015 & [AII.2.37] \end{cases}$$

- Si $A_o/A_a < 0.1$, multiplicar α y β por $5 \cdot A_o/A_a + 0.5$.

Y PF es un grupo adimensional denominado Parámetro de Flujo, definido como:

$$PF = \frac{L'_{m\acute{a}sico}}{V'_{m\acute{a}sico}} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad [AII.2.38]$$

Si PF presenta un valor inferior a 0.1, en la expresión de CF se utilizará el valor de PF=1.

Para la disposición adoptada por las perforaciones (en los vértices de un triángulo equilátero), se debe cumplir la siguiente relación entre el área de la perforación (A_o) y el área activa (A_a):

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{d_o}{p'} \right)^2 \quad [AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1,$$

por lo que se emplearán las expresiones [AII.2.36] y [AII.2.37] para el cálculo de α y β , respectivamente:

$$\alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$\beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

La aplicación de la ecuación [AII.2.38] permite calcular el parámetro de flujo:

$$PF = \frac{17.47 \text{ kg/s}}{3.82 \text{ kg/s}} \cdot \left(\frac{8.44 \text{ kg/m}^3}{551.48 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.567$$

A partir de estos valores, se determinará el coeficiente de inundación mediante la expresión [AII.2.35]:

$$C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.567} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{7.11 \text{ mN/m}}{0.020 \text{ N/m} \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0383 \text{ m/s}$$

Ahora sí, con el uso de la expresión [AII.2.34], es posible estimar la velocidad máxima permisible:

$$v_F = 0.0383 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{551.48 \text{ kg/m}^3 - 8.44 \text{ kg/m}^3}{8.44 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.3074 \text{ m/s}$$

Una vez fijada la velocidad máxima, es posible calcular la velocidad del vapor a través del área neta con un valor del 80 % de la velocidad de inundación para líquidos que no hacen espuma, tales como los hidrocarburos parafínicos. Según ello:

$$v_V = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.3074 \text{ m/s} = 0.2459 \text{ m/s}$$

Además, hay que considerar el caso en el que el líquido es arrastrado por el vapor hacia el plato superior. Este efecto es acumulativo y las cargas del líquido en los platos superiores de la torre pueden llegar a ser excesivas. El parámetro que determinará

el grado de importancia de este efecto será el arrastre fraccional E, ya definido en la Memoria, el cual vendrá dado por la siguiente gráfica (Treybal, 1988):

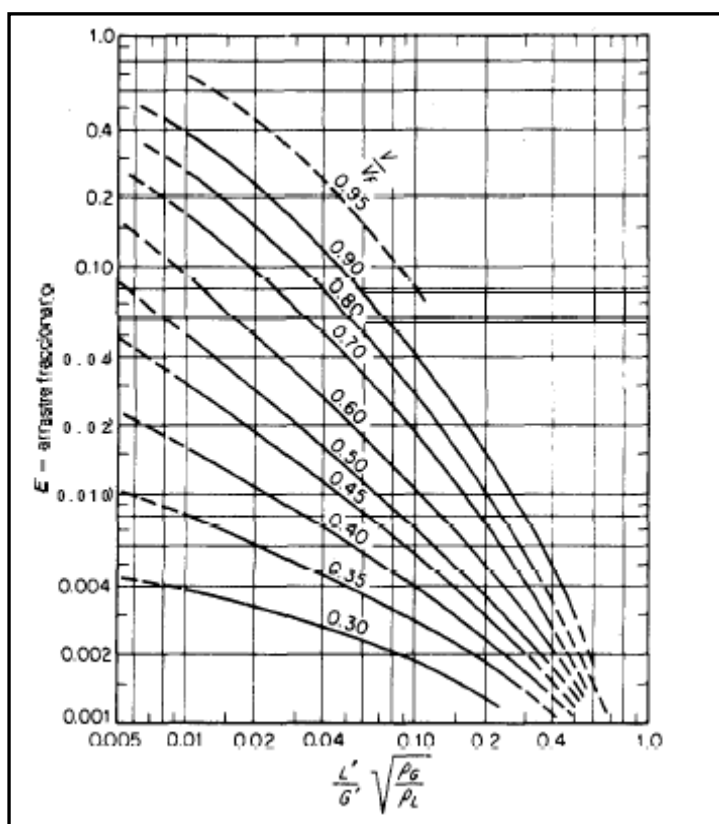


FIG. AII.2.7: Arrastre para platos perforados

Teniendo en cuenta que $PF = 0.567$ y $v_V/v_F = 0.8$, resulta que $E = 0.0017$, lo cual indica que la retroalimentación del líquido resultante de este arrastre es tan pequeña que no modifica la hidráulica del plato. Como criterio, se considerarán válidos o aceptables aquellos valores del arrastre fraccionario inferiores a 0.04.

✓ En referencia al punto inferior, éste es la velocidad de vapor a través del orificio por debajo de la cual se produce un excesivo lloqueo (v_{vm}), y puede estimarse utilizando la siguiente expresión:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_V}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\mu_V^2 \cdot \rho_L}{\rho_L \cdot \sigma \cdot g_c \cdot d_o \cdot \rho_V} \right)^{0.379} \cdot \left(\frac{e_p}{d_o} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot A_a \cdot d_o}{\sqrt{3} \cdot p^{1.3}} \right) \cdot \left(\frac{z}{d_o} \right)^{0.724} \quad [AII.2.40]$$

Ya que v_{vm} depende de dos variables que se calcularán con posterioridad, el área activa (A_a) y la distancia entre los dos vertederos (Z), se realizará la estimación de la

velocidad de lloriqueo al final del procedimiento con el fin de confirmar que la velocidad del vapor se encuentra comprendida entre ésta y la de inundación.

4. Determinar la altura del rebosadero h_w (también conocido como derramadero o presa). De forma genérica, se utiliza el valor de la décima parte de la separación entre platos. Así,

$$h_w = \frac{t_p}{10} [AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5. Cálculo del área de las diferentes dimensiones del plato:

Área neta (A_N)

A partir de la definición dada en el punto 3 en relación a la velocidad de inundación, y extrapolando ésta a la velocidad del vapor a través del plato, se tiene:

$$v_v = \frac{Q_v}{A_N} \Rightarrow A_N = \frac{Q_v}{v_v} [AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{0.4517 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.2459 \text{ m/s}} = 1.837 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

Para la determinación de A_t se hará uso de dos expresiones:

$$A_t = A_N + 2 \cdot A_v \quad [AII.2.43]$$

$$\frac{A_v}{A_t} = \frac{\arcsen\left(\frac{W}{T}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{W}{T}\right) \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{W}{T}\right)^2\right]}}{\pi} \quad [AII.2.44]$$

siendo W la longitud de los derramaderos.

Se partirá de la segunda expresión, siendo imprescindible para su cálculo el conocimiento de la relación W/T . El valor típico utilizado de W es de $0.7 \cdot T$; si se emplea dicho valor:

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \quad [AII.2.45]$$

Sustituyendo este resultado en la relación [AII.2.43], se tiene:

$$A_t = A_N + 2 \cdot \frac{A_v}{A_t} \cdot A_t \Rightarrow A_t = \frac{A_N}{1 - 2 \cdot \frac{A_v}{A_t}} \quad [AII.2.46] \Rightarrow A_t = \frac{1.837 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 2.227 \text{ m}^2$$

Una vez conocido A_t , aplicando la ecuación [AII.2.45] se puede determinar A_v :

$$A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 2.227 \text{ m}^2 = 0.195 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, a partir de A_t , es posible deducir el valor del diámetro de plato aplicando la ecuación de la superficie de un círculo:

$$A_t = \pi \cdot \frac{T^2}{4} \quad [AII.2.47] \Rightarrow T = \sqrt{\frac{4 \cdot A_t}{\pi}} \quad [AII.2.48] \Rightarrow T = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.227 \text{ m}^2}{\pi}} = 1.684 \text{ m}$$

Conocido T, se determinará sin problema alguno el valor de W mediante la relación:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 1.684 \text{ m} = 1.179 \text{ m}$$

Finalmente, se hará uso de la siguiente tabla, la cual relaciona la longitud del derramadero con la distancia desde el centro del plato a uno de los vertederos (x):

Longitud del derramadero W	Distancia desde centro de la torre	Porcentaje del brea de la torre utilizada por un vertedero	%
0.55 T	0.4181 T	3.877	
0.60 T	0.3993 T	5.257	
0.65 T	0.2516 T	6.899	
0.70 T	0.3562 T	8.808	
0.75 T	0.3294 T	11.255	
0.80 T	0.1991 T	14.145	

TABLA AII.2.15: Longitud del derramadero para derramaderos rectangulares rectos (platos de flujo transversal)

Como ya se ha comentado con anterioridad, W es 0.7 veces T, resultando así:

$$x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 1.684 \text{ m} = 0.600 \text{ m}$$

A partir de la relación directa entre x y Z, se puede determinar este último:

$$Z = 2 \cdot x \quad [AII.2.49] \Rightarrow Z = 2 \cdot 0.600 \text{ m} = 1.200 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

En función del diámetro de la torre, existen unas relaciones típicas entre el área activa y el área total según la tabla adjunta:

Diámetro de la torre		$\frac{A_a}{A_t}$
m	ft	
1	3	0.65
1.25	4	0.70
2	6	0.14
2.5	8	0.76
3	10	0.78

TABLA AII.2.16: Área activa típica

Si se genera una recta a partir de los puntos de la tabla inmediatamente próximos al diámetro del plato, se puede determinar un valor aproximado asociado a dicho diámetro:

$$\frac{A_a}{A_t} = \left(\left(\frac{A_a}{A_t} \right)_1 - \frac{\left(\frac{A_a}{A_t} \right)_1 - \left(\frac{A_a}{A_t} \right)_2}{T_1 - T_2} \cdot T_1 \right) + \frac{\left(\frac{A_a}{A_t} \right)_1 - \left(\frac{A_a}{A_t} \right)_2}{T_1 - T_2} \cdot T \quad [AII.2.50]$$

$$\Downarrow$$

$$\frac{A_a}{A_t} = \left(0.70 - \frac{0.70 - 0.74}{1.25 - 2} \cdot 1.25 \right) + \frac{0.70 - 0.74}{1.25 - 2} \cdot 1.68 = 0.723$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo:

$$A_a = 0.72 \cdot A_t = 0.723 \cdot 2.227 \text{ m}^2 = 1.611 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

El área de las vigas será determinada a partir de la siguiente relación matemática:

$$[AII.2.33] \Rightarrow A_{vig} = A_N - A_a \quad [AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 1.837 \text{ m}^2 - 1.611 \text{ m}^2 = 0.226 \text{ m}^2$$

Con respecto al espesor, hay que tener presente que las vigas se distribuyen dos con el largo del vertedero y una con el diámetro del plato. Según esto y considerando un espesor constante de todas las vigas:

$$e_{vig} = \frac{A_{vig}}{2 \cdot W + T} [AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.226 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.179 \text{ m} + 1.648 \text{ m}} = 0.056 \text{ m} = 56 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

A partir de los resultados de la expresión [AII.2.39], es factible estimar el área total de las perforaciones:

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot A_a = 0.1275 \cdot 1.611 \text{ m}^2 = 0.205 \text{ m}^2$$

Para determinar el número de perforaciones en un plato, será necesario previamente el conocimiento del área de una perforación ($A_{o,i}$):

$$A_{o,i} = \pi \cdot \frac{d_o^2}{4} [AII.2.53] \Rightarrow A_{o,i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Ahora sí, es posible conocer el número de perforaciones en el plato en cuestión:

$$N_o = \frac{A_o}{A_{o,i}} [AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.205 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 12917$$

✓ Antes de pasar al punto 6, una vez conocidos los valores de A_a y Z , se completará el punto 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_v}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00846 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2 \cdot 551.48 \text{ kg/m}^3}{551.48 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{7.11 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 8.44 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\cdot \left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 1.611 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{1.200 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724} = 4.97 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 4.97 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_v} = 4.97 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{7.11 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00846 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0417 \text{ m/s}$$

Por tanto, se comprueba que la velocidad del vapor se encuentra comprendida entre las de inundación y lloriqueo, con un importante margen de seguridad con respecto a esta última.

6. Comprobar el buen funcionamiento del plato en base a los siguientes cálculos: máxima carga del vertedero, flujo de líquido y caída de presión en el plato. Se analizarán cada uno de ellos:

Máxima carga del vertedero

La siguiente gráfica indica la máxima carga permisible del vertedero en función del espaciamiento entre platos (Lockett, 1986):

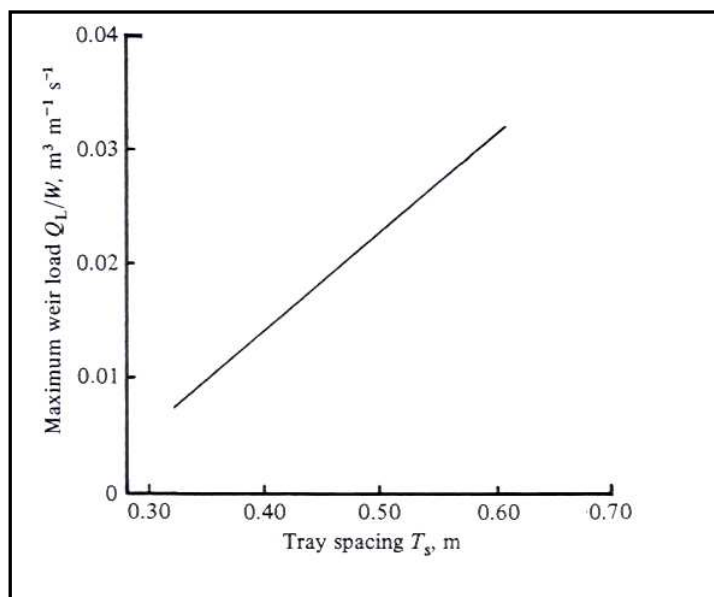


FIG. AII.2.8: Máximas cargas recomendadas del vertedero

Para un valor de t_p de 0.6 m, el gráfico superior establece que la carga máxima en el vertedero (Q_L/W) ha de ser $0.031 m^3/m \cdot s$. Si se comprueba esta limitación:

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0317 m^3 / s}{1.179 m} = 0.027 m^3 / m \cdot s < 0.031 m^3 / m \cdot s$$

Flujo de líquido

Se establece que para platos de flujo transversal en un solo paso, el flujo de líquido (Q_L/T) debe ser inferior a $0.015 m^3/m \cdot s$. Se verificará este hecho:

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0317 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.684 \text{ m}} = 0.019 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} > 0.015 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Ante esta deficiencia detectada, se tendrá que actuar en consecuencia. Concretamente, se ha de reducir la relación v_V/v_F con el fin de aumentar el diámetro del plato y así proporcionar un flujo de líquido inferior al máximo. Se repetirá nuevamente el procedimiento desde el final del paso número 3.

3'. Se ha comprobado que la relación v_V/v_F ha de ser inferior a 0.51 para que el flujo de líquido no sea superior al máximo permitido. Si se considera un cociente de 0.5:

$$v_V = 0.5 \cdot v_F = 0.5 \cdot 0.3074 \text{ m/s} = 0.1537 \text{ m/s}$$

En relación al arrastre, teniendo en cuenta que $PF = 0.567$ y $v_V/v_F = 0.5$, resulta, de la figura AII.2.7, que $E = 0.0013$ ($<E = 0.04$), un valor ciertamente mínimo.

4'. La altura del rebosadero (hw) permanece intacta, es decir, con un valor de 60 mm.

5'.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{0.4517 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.1537 \text{ m/s}} = 2.939 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.939 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.564 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.564 \text{ m}^2 = 0.313 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión AII.2.48 proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.564 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.130 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.130 \text{ m} = 1.491 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T:

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 2.130 \text{ m} = 0.759 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.759 \text{ m} = 1.518 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.130 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.74$, y que, para $T_2 = 2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.76$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.745$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.745 \cdot 3.564 \text{ m}^2 = 2.656 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.939 \text{ m}^2 - 2.656 \text{ m}^2 = 0.283 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.283 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.491 \text{ m} + 2.130 \text{ m}} = 0.055 \text{ m} = 55 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.656 \text{ m}^2 = 0.339 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.339 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 21298$$

✓ Ahora sí, se puede completar el punto 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_V}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00846 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2 \cdot 551.48 \text{ kg/m}^3}{551.48 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{7.11 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 8.44 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 2.656 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{1.518 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724} = 4.75 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 4.75 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_V} = 4.75 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{7.11 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00846 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0399 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.1537 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0399 \text{ m/s}, v_F = 0.3074 \text{ m/s}]$$

6'.

Máxima carga del vertedero

$$t = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0317 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.491 \text{ m}} = 0.021 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.031 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0317 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.130 \text{ m}} = 0.0149 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Ahora sí proseguiremos con el proceso de comprobación.

Pérdidas de carga en el plato

Debido a la diferencia de presión que existe entre el nivel del líquido en el plato y en el vertedero, se va a producir un retroceso de líquido que, si es muy elevado, puede superar el nivel del plato superior e inundar la columna. Las diferentes alturas de líquido que se van a tener en cuenta van a ser:

- ✓ La altura del rebosadero o vertedero, h_w .
- ✓ La altura de la cresta de líquido sobre el vertedero, h_c .
- ✓ El gradiente de nivel de líquido dentro del plato, desde el punto de entrada hasta la salida, Δ .
- ✓ Y el retroceso en el vertedero por encima del nivel de líquido, h_B .

Considerando que este nivel va a aumentar como consecuencia de las burbujas de vapor que van con el líquido, para un buen funcionamiento de la columna se exige que:

$$h_w + h_c + \Delta + h_B \leq \frac{t_p}{2} = 0.3 \text{ m} \quad [AII.2.55]$$

Se calculará cada uno de estos términos:

- ✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).
- ✓ h_c : para el cálculo de la altura de la cresta de líquido sobre el vertedero se utilizará la ecuación de Francis:

$$\frac{Q_{L'}}{W_{ef}} = 1.839 \cdot h_c^{\frac{3}{2}}$$

siendo W_{ef} el ancho del vertedero eficaz debido a la forma cilíndrica de la columna. Despejando la altura e introduciendo el término W , esta expresión queda de la siguiente forma:

$$h_c = 0.666 \cdot \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad [AII.2.56]$$

A partir de consideraciones geométricas, es posible relacionar W con W_{ef} y h_c de la siguiente manera:

$$\left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = \left(\frac{T}{W}\right)^2 - \left\{ \left[\left(\frac{T}{W}\right)^2 - 1 \right]^{0.5} + \frac{2 \cdot h_c \cdot T}{T \cdot W} \right\}^2 \quad [AII.2.57]$$

Entonces, el valor de h_c será obtenido a partir de un método iterativo: se supone un valor $h_{c \text{ sup}}$ inicial (por ejemplo, la mitad de la altura del vertedero), se calcula la relación W/W_{ef} mediante [AII.2.57] y se sustituye en [AII.2.56], obteniéndose un valor de h_c que se compara con el supuesto; si no coinciden, se supone como valor inicial el último calculado, y así sucesivamente.

En el caso del plato que se está analizando (plato 1), se conocen los siguientes datos:

$$\left. \begin{array}{l} Q_L = 0.0317 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T = 2.130 \text{ m} \\ W = 1.491 \text{ m} \end{array} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

Sustituyéndolos en las dos expresiones anteriores, queda:

$$h_c = 0.051 \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (*)$$

$$\left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = 2.041 - [1.020 + 1.341 \cdot h_c]^2 \quad (**)$$

De manera simplificada, el proceso iterativo seguido ha sido el siguiente:

$$\begin{aligned} h_{c \text{ sup}} = 0.030 \text{ m} &\xrightarrow{[**]} \left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = 0.916 \xrightarrow{[*]} h_c = 0.053 \text{ m} \Rightarrow h_{c \text{ sup}} = 0.053 \text{ m} \Rightarrow \\ \Rightarrow \dots \Rightarrow h_{c \text{ sup}} = 0.054 \text{ m} &\xrightarrow{[**]} \left(\frac{W_{ef}}{W}\right)^2 = 0.847 \xrightarrow{[*]} h_c = 0.054 \text{ m} \end{aligned}$$

Por tanto, finalmente resulta una altura de la cresta de líquido sobre el vertedero de $h_c = 0.054 \text{ m}$.

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así lo se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B : para el cálculo de la altura en el vertedero, es necesario considerar (despreciando la pérdida de carga en el vertedero) la diferencia de presiones del líquido al acceder al plato (h_E) y la de vapor entre plato y plato (h_{vap}):

$$h_B = h_E + h_{vap} \quad [AII.2.58]$$

Se verá cada uno de estos términos:

- A) *Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E)*. Se utiliza la siguiente expresión:

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot g} \left(\frac{Q_{L'}}{A_{da}} \right)^2 \quad [AII.2.59]$$

donde A_{da} es la menor de dos áreas, el área del vertedero (A_v) y el área libre entre el vertedero y el plato (A_L). Con respecto a esta última área, se considera que el faldón del vertedero se coloca a una altura del plato de $h_w - 0.025$ m, por lo que:

$$A_L = (h_w - 0.025) \cdot W \quad [AII.2.60]$$

Así, a partir de la expresión anterior, se calcula A_L , y, posteriormente, mediante el criterio citado, se obtiene el valor de A_{da} :

$$A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 1.4191 \text{ m} = 0.052 \text{ m}^2 < A_v = 0.313 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.052 \text{ m}^2$$

En último lugar, la aplicación de la expresión AII.2.59 proporciona el valor buscado:

$$h_E = \frac{3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \left(\frac{0.0317 \text{ m}^3/\text{s}}{0.052 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.056 \text{ m}$$

B) *Pérdida de presión del vapor entre plato y plato* (h_{vap}). Este término será contribución de varios efectos: la pérdida de carga en plato seco (h_D), la pérdida de carga ocasionada al atravesar el líquido y la espuma (h_L), y la pérdida de carga residual debida a superar la tensión superficial (h_R):

$$h_{vap} = h_D + h_L + h_R \quad [AII.2.61]$$

B.1) Para la estimación de h_D hay que considerar la caída de presión a la entrada de las perforaciones, la fricción dentro del pequeño tubo que son las perforaciones, y, finalmente, la pérdida a la salida:

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = C_o \cdot \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{A_o}{A_N} \right) + \frac{4 \cdot f \cdot e_p}{d_o} + \left(1 - \frac{A_o}{A_N} \right)^2 \right] \quad [AII.2.62]$$

donde:

- ✓ v_o es la velocidad del vapor a través de las perforaciones, calculándose, por tanto, como:

$$v_o = \frac{Q_V}{A_o} \quad [AII.2.63]$$

Sustituyendo valores en la expresión superior:

$$v_o = \frac{0.4517 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.339 \text{ m}^2} = 1.333 \text{ m/s}$$

- ✓ “4f” (o f_F) es el factor de fricción de Fanning, que será calculado mediante la siguiente expresión (Shames, 1995), adecuada para flujo en tuberías en la zona de tubería rugosa, y válida en los intervalos indicados:

$$4 \cdot f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_o} + \left(\frac{5.74}{\text{Re}_o} \right)^{0.9} \right] \right\}^2} \quad [AII.2.64] \quad \begin{matrix} 5 \cdot 10^3 \leq \text{Re}_o \leq 10^8 \\ 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2} \end{matrix}$$

$$\text{siendo } \text{Re}_o = \frac{d_o \cdot v_o \cdot \rho_V}{\mu_V} \quad [AII.2.65].$$

Por tanto, en primer lugar se determinará el número de Reynolds, mediante [AII.2.65]:

$$Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 1.333 \text{ m/s} \cdot 8.44 \text{ kg/m}^3}{0.00846 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 5.99 \cdot 10^3 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

y el cociente ε/d_o , sabiendo que para aceros comerciales el valor de ε es de 0.046 mm:

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

Ahora sí, a partir de [AII.2.64] y de los valores estimados de Re_o y ε/d_o , se puede calcular el factor de fricción:

$$4 \cdot f = 0.0461$$

- ✓ C_o es un coeficiente de orificio que depende del espesor del plato, siendo calculado con la siguiente expresión, válida para el rango $0.2 \leq e_p/d_o \leq 2$:

$$C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{d_o}{e_p} \right)^{0.25} \quad [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión AII.2.62 que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \cdot \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.339 \text{ m}^2}{2.939 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0461 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.339 \text{ m}^2}{2.939 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.678$$

$$\Downarrow$$

$$h_D = 1.678 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.678 \cdot \frac{(1.333 \text{ m/s})^2 \cdot 8.44 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 551.48 \text{ kg/m}^3} = 0.002 \text{ m}$$

B.2) La caída de presión generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma se calculará con la siguiente expresión:

$$h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot h_w - 0.238 \cdot h_w \cdot v_a \cdot \rho_V^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{Q_L'}{Z} \quad [AII.2.67]$$

donde $v_a = \frac{Q_V'}{A_a}$ [AII.2.68].

Entonces, sustituyendo en [AII.2.67], se tiene el valor de h_L :

$$h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{0.4517 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.656 \text{ m}^2} \cdot (8.44 \text{ kg} / \text{m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0317 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.518 \text{ m}} = 0.068 \text{ m}$$

B.3) La caída de presión del gas residual es, principalmente, el resultado de vencer la tensión superficial cuando el gas sale a través de una perforación. La expresión propuesta se obtiene a partir de un balance de la fuerza necesaria para vencer la tensión superficial:

$$h_R = \frac{6 \cdot \sigma \cdot g_c}{\rho_L \cdot d_o \cdot g} \quad [\text{AII.2.68}]$$

La simple sustitución en [AII.2.68] proporciona el valor de h_R :

$$h_R = \frac{6 \cdot \frac{7.11 \text{ mN} / \text{m}}{1000} \cdot 1}{551.48 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Una vez se dispone h_D , h_L y h_R , se calculará h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{\text{vap}} = 0.002 \text{ m} + 0.068 \text{ m} + 0.002 \text{ m} = 0.072 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.056 \text{ m} + 0.072 \text{ m} = 0.129 \text{ m}$$

Y, finalmente, se comprobará el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.054 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.127 \text{ m} = 0.243 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha verificado el buen diseño del plato1, se puede dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 3 (sección de agotamiento)

1. De la tabla AII.2.10:

Temperatura (°C)	239.5	
Componentes	x_{et3}	y_{et3}
n-C10	0.127	0.246
n-C11	0.289	0.373
n-C12	0.259	0.223
n-C13	0.196	0.113
n-C14	0.103	0.039
n-C15	0.021	0.005
n-C16	0.004	0.001
Total	1,000	1,000

TABLA AII.2.16: Datos de equilibrio en el plato ideal 3 de la columna Decano

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = 8881.04 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 169.471 \text{ kg} / \text{kmol} = 1505080.31 \text{ kg} / \text{día} = 62711.68 \text{ kg} / \text{h} = 17.42 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{62711.68 \text{ kg} / \text{h}}{551.75 \text{ kg} / \text{m}^3} = 113.66 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0316 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = 2035.98 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 161.140 \text{ kg} / \text{kmol} = 328078.46 \text{ kg} / \text{día} = 13669.94 \text{ kg} / \text{h} = 3.80 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{13669.94 \text{ kg} / \text{h}}{8.42 \text{ kg} / \text{m}^3} = 1623.23 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.4509 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

⇒ Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 113.66 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 1623.23 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.42 \text{ kg} / \text{m}^3}{551.75 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.42 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 202.09 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

—Fig. AII.2.6— Paso simple (1 paso), 1.5 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{aligned} p' &= 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' &= 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{aligned} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{17.42 \text{ kg/s}}{3.80 \text{ kg/s}} \cdot \left(\frac{8.42 \text{ kg/m}^3}{551.75 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.567$$



$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.567} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{7.13 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0383 \text{ m/s}$$



$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0383 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{551.75 \text{ kg/m}^3 - 8.42 \text{ kg/m}^3}{8.42 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.3080 \text{ m/s}$$

Inicialmente, se supuso una relación v_v/v_F igual a 0.8. Sin embargo, tal y como ocurrió con el plato 1, se comprobaba, tras los cálculos pertinentes (se ha decidido no mostrarlos), que daba lugar a un flujo de líquido excesivo:

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0316 \text{ m}^3/\text{s}}{1.681 \text{ m}} = 0.0188 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s} > 0.0150 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s}$$

A partir de aquí, se ha establecido que la relación v_v/v_F ha de ser inferior a 0.51 para que el flujo de líquido no sea superior al máximo permitido. Considerando un cociente de 0.5:

$$v_v = 0.5 \cdot v_F = 0.5 \cdot 0.3080 \text{ m/s} = 0.1540 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.567 \\ v_v/v_F = 0.5 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.0013 < 0.04$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{0.4509 \text{ m}^3/\text{s}}{0.1540 \text{ m/s}} = 2.928 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.928 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.550 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.550 \text{ m}^2 = 0.311 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.550 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.126 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de agotamiento (plato 1), $T = 2.130 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 2.126 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de agotamiento estará constituida por platos con las características del plato 1.

A pesar de ello, se han completado todos los cálculos referentes al plato 3. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0316 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.488 \text{ m}} = 0.0212 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0316 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.126 \text{ m}} = 0.0148 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[AI.2.55] \Rightarrow 0.0600 m + 0.0539 m + 0 m + 0.1283 m = 0.2423 m \leq 0.3 m$$

Plato 4 (sección de rectificación)

1. De la tabla AII.2.11:

Temperatura (°C)	231.1	
Componentes	x_{et4}	y_{et4}
n-C10	0.183	0.307
n-C11	0.404	0.445
n-C12	0.242	0.175
n-C13	0.122	0.058
n-C14	0.043	0.013
n-C15	0.006	0.001
n-C16	0.001	0.000
Total	1,000	1,000

TABLA AII.2.17: Datos de equilibrio en el plato ideal 4 de la columna Decano

$$L = 1872.59 \text{ kmol} / \text{día}$$

$$V = 2035.98 \text{ kmol} / \text{día}$$

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L_{m\acute{a}sico} = 1872.59 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 162.758 \text{ kg} / \text{kmol} = 304780.52 \text{ kg} / \text{día} = 12699.19 \text{ kg} / \text{h} = 3.53 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{12699.19 \text{ kg} / \text{h}}{552.23 \text{ kg} / \text{m}^3} = 23.00 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0064 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = 2035.98 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 156.744 \text{ kg} / \text{kmol} = 319128.38 \text{ kg} / \text{día} = 13297.02 \text{ kg} / \text{h} = 3.69 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{13297.02 \text{ kg} / \text{h}}{8.28 \text{ kg} / \text{m}^3} = 1605.47 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.4460 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 23.00 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 1605.47 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.28 \text{ kg} / \text{m}^3}{552.23 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.28 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 198.11 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso), 1.25 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{aligned} p' &= 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' &= 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{aligned} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[\text{AII.2.39}] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[\text{AII.2.36}] \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m} / \text{s} = 0.05637 \text{ m} / \text{s}$$

$$[\text{AII.2.37}] \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m} / \text{s} = 0.03324 \text{ m} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{3.53 \text{ kg/s}}{3.69 \text{ kg/s}} \left(\frac{8.28 \text{ kg/m}^3}{552.23 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.117$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.117} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{7.20 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0699 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0699 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{552.23 \text{ kg/m}^3 - 8.28 \text{ kg/m}^3}{8.28 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.5666 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.5666 \text{ m/s} = 0.4533 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.117 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.023 < 0.04$$

4.

\Rightarrow Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{0.4460 \text{ m}^3/\text{s}}{0.4533 \text{ m/s}} = 0.984 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{0.984 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 1.193 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 1.193 \text{ m}^2 = 0.105 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.193 \text{ m}^2}{\pi}} = 1.233 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 1.233 \text{ m} = 0.863 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T:

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 1.233 \text{ m} = 0.439 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.439 \text{ m} = 0.878 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 1.233 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 1 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.65$, y que, para $T_2 = 1.25 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.7$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.697$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.697 \cdot 1.193 \text{ m}^2 = 0.831 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 0.984 \text{ m}^2 - 0.831 \text{ m}^2 = 0.153 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.153 \text{ m}^2}{2 \cdot 0.863 \text{ m} + 1.233 \text{ m}} = 0.052 \text{ m} = 52 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 0.831 \text{ m}^2 = 0.106 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.106 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 6665$$

✓ Ahora sí, es posible completar el punto 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_V}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00844 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2}{552.23 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{7.20 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1 \cdot 0.0045 \text{ m}} \cdot \frac{552.23 \text{ kg/m}^3}{8.28 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 0.831 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{0.878 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724} = 5.30 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 5.30 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_V} = 5.30 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{7.20 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00844 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0452 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.4533 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0452 \text{ m/s}, v_F = 0.5666 \text{ m/s}]$$

6.

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0064 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.863 \text{ m}} = 0.0074 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0064 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.233 \text{ m}} = 0.0052 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).

✓ h_c :

$$\left. \begin{array}{l} Q_L = 0.0064 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T = 1.233 \text{ m} \\ W = 0.863 \text{ m} \end{array} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

$$\left. \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{[AII.2.56]}} h_c = 0.025 \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ \xrightarrow{\text{[AII.2.57]}} \left(\frac{W_{ef}}{W} \right)^2 = 2.041 - [1.020 + 2.318 \cdot h_c]^2 \end{array} \right\}$$

La resolución por iteración de ambas ecuaciones lleva a los siguientes resultados:

$$\frac{W_{ef}}{W} = 0.933; h_c = 0.027 \text{ m}$$

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B :

A) Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E):

$$[AII.2.60] \Rightarrow A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 0.863 \text{ m} = 0.030 \text{ m}^2 < A_v = 0.105 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.030 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.59] \Rightarrow h_E = \frac{3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \left(\frac{0.0064 \text{ m}^3/\text{s}}{0.030 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.007 \text{ m}$$

B) Pérdida de presión del vapor entre plato y plato (h_{vap}):

B.1) Pérdida de carga en plato seco (h_D):

$$\bullet [AII.2.63] \Rightarrow v_o = \frac{0.4460 \text{ m}^3/\text{s}}{0.106 \text{ m}^2} = 4.207 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.65] \Rightarrow Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 4.207 \text{ m/s} \cdot 8.28 \text{ kg/m}^3}{0.00844 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 1.86 \cdot 10^4 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

$$[AII.2.64] \Rightarrow 4 \cdot f = 0.0413$$

$$\bullet [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión [AII.2.62] que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.106 \text{ m}^2}{0.984 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0413 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.106 \text{ m}^2}{0.984 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.697$$

$$\Downarrow$$

$$h_D = 1.697 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.697 \cdot \frac{(4.207 \text{ m/s})^2 \cdot 8.28 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 552.23 \text{ kg/m}^3} = 0.022 \text{ m}$$

B.2) Pérdida de carga generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma:

$$[AII.2.67] \text{ y } [AII.2.68] \Rightarrow h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{0.4460 \text{ m}^3/\text{s}}{0.831 \text{ m}^2}$$

$$\cdot (8.28 \text{ kg/m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0064 \text{ m}^3/\text{s}}{0.878 \text{ m}} = 0.037 \text{ m}$$

B.3) Caída de presión residual (h_R):

$$[AII.2.68] \Rightarrow h_R = \frac{6 \cdot \frac{7.20 \text{ mN/m}}{1000} \cdot 1}{552.23 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Una vez se dispone h_D , h_L y h_R , se calculará h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{vap} = 0.022 \text{ m} + 0.037 \text{ m} + 0.002 \text{ m} = 0.061 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.007 \text{ m} + 0.061 \text{ m} = 0.068 \text{ m}$$

Y, finalmente, se verifica el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.027 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.068 \text{ m} = 0.155 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha comprobado el buen diseño del plato 4, podemos dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 17 (sección de enriquecimiento)

1. De la tabla AII.2.11:

Temperatura (°C)	204.1*	
Componentes	x_{et17}^*	y_{et17}^*
n-C10	0.971	0.982
n-C11	0.029	0.018
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.000	0.000
n-C14	0.000	0.000
n-C15	0.000	0.000
n-C16	0.000	0.000
Total	0.000	0.000

TABLA AII.2.18: Datos de equilibrio en el plato ideal 17 de la columna Decano

* Éstos serán los valores considerados en el diseño del plato; sin embargo, en todos los cálculos posteriores se tomará como composición del destilado (" y_{17} " y " x_D ") la deducida del balance de materia, así como las temperaturas de burbuja y rocío serán las correspondientes a esta última composición (aunque la variación es, prácticamente, inapreciable).

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = 1872.59 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 142.687 \text{ kg} / \text{kmol} = 267194.81 \text{ kg} / \text{día} = 11133.12 \text{ kg} / \text{h} = 3.09 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{11133.12 \text{ kg} / \text{h}}{557.09 \text{ kg} / \text{m}^3} = 19.98 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0056 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = 2035.98 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 142.538 \text{ kg} / \text{kmol} = 290205.42 \text{ kg} / \text{día} = 12091.89 \text{ kg} / \text{h} = 3.36 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{12091.89 \text{ kg} / \text{h}}{8.00 \text{ kg} / \text{m}^3} = 1511.15 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.4198 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 19.98 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 1511.15 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.00 \text{ kg} / \text{m}^3}{557.09 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.00 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 182.42 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso), 1.25 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_V)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[\text{AII.2.39}] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[\text{AII.2.36}] \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m} / \text{s} = 0.05637 \text{ m} / \text{s}$$

$$[\text{AII.2.37}] \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m} / \text{s} = 0.03324 \text{ m} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{3.09 \text{ kg/s}}{3.36 \text{ kg/s}} \left(\frac{8.00 \text{ kg/m}^3}{557.09 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.110$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.110} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{7.69 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0720 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0720 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{557.09 \text{ kg/m}^3 - 8.00 \text{ kg/m}^3}{8.0 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.5966 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.5966 \text{ m/s} = 0.4773 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.110 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.024 < 0.04$$

4.

\Rightarrow Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_n)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_n = \frac{0.4198 \text{ m}^3/\text{s}}{0.4773 \text{ m/s}} = 0.879 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{0.879 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 1.066 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 1.066 \text{ m}^2 = 0.094 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.066 \text{ m}^2}{\pi}} = 1.165 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de enriquecimiento (plato 4), $T = 1.233 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 1.165 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de enriquecimiento estará constituida por platos con las características del plato 4.

A pesar de ello, se han completado todos los cálculos referentes al plato 17. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0056 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.816 \text{ m}} = 0.0068 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0056 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.165 \text{ m}} = 0.0048 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m} \cdot \text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[AII.2.55] \Rightarrow 0.0600 m + 0.0250 m + 0 m + 0.0676 m = 0.1527 m \leq 0.3 m$$

Tras toda esta multitud de cálculos se puede concluir que el diseño de los platos de la sección de agotamiento coincidiría con el del plato número 1, y que el diseño de los platos de la sección de enriquecimiento coincidiría con el del plato número 4. Como consecuencia, habrá una transición de diámetros entre ambas secciones.

NOTA: Comentar que los diámetros definitivos de los platos vendrán impuestos por los diámetros interiores estándares de la columna, los cuales no se podrán determinar concluyentemente hasta realizar el diseño mecánico de la misma. Dentro de este diseño, tal y como se anticipa en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento (1)* del apartado 2.2.6.1 y se confirma en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento (2)* del mismo apartado, se llega a que los valores finales de los diámetros de los platos son:

$$T_{agot} = 2.1336 m$$

$$T_{rect} = 1.3526 m$$

Por tanto, es necesario calcular las magnitudes características de los platos asociadas a estos diámetros:

Platos de la sección de agotamientoÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(2.134 m)^2}{4} = 3.575 m^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.134 m = 1.494 m$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.15}} x = 0.3562 \cdot T = 0.760 m \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.760 m = 1.520 m \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 3.575 m^2 = 0.314 m^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_N)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_N = A_t - 2 \cdot A_v = 3.575 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.314 \text{ m}^2 = 2.948 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.134 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1=2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1=0.74$, y que, para $T_2=2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2=0.76$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.745$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.745 \cdot 3.575 \text{ m}^2 = 2.665 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.948 \text{ m}^2 - 2.665 \text{ m}^2 = 0.283 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.283 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.4935 \text{ m} + 2.1336 \text{ m}} = 0.055 \text{ m} = 55 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero :

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.665 \text{ m}^2 = 0.340 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.340 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 21371$$

Platos de la sección de rectificaciónÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(1.353 \text{ m})^2}{4} = 1.437 \text{ m}^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 1.353 \text{ m} = 0.947 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.15}} x = 0.3562 \cdot T = 0.482 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.482 \text{ m} = 0.964 \text{ m} \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 1.437 \text{ m}^2 = 0.126 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_n)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_n = A_t - 2 \cdot A_v = 1.437 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.126 \text{ m}^2 = 1.185 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 1.353 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 1.25 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.7$, y que, para $T_2 = 2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.74$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.705$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.705 \cdot 1.437 \text{ m}^2 = 1.014 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 1.185 \text{ m}^2 - 1.014 \text{ m}^2 = 0.171 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.171 \text{ m}^2}{2 \cdot 0.9468 \text{ m} + 1.3526 \text{ m}} = 0.053 \text{ m} = 53 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero :

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 1.014 \text{ m}^2 = 0.129 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$[] \Rightarrow N_o = \frac{0.129 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 8129$$

Por último, indicar que, debido a la pequeña variación entre los diámetros de los platos inicialmente considerados y los finalmente adoptados, no ha sido necesario volver a comprobar el buen funcionamiento de los mismos.

2.2.5. Determinación del número de platos reales

Hasta entonces se ha determinado el número de platos ideales necesarios para que se produzca la separación deseada, entendiendo como plato ideal aquél en el que el líquido y el vapor que salen del mismo están en equilibrio. Sin embargo, en un plato real no llega a alcanzarse ese equilibrio, de manera que la composición del vapor que sale del plato es menor que la correspondiente al equilibrio y la del líquido mayor (composición referida a los componentes ligeros).

Ante esta situación hay que definir la eficacia en una columna de platos. Dicha eficacia puede especificarse de tres formas distintas: eficacia global, eficacia de plato (o de Murphee) y eficacia local. Se trabajará con la primera de ellas (E_{GLOBAL}), ya que, una vez determinada, su aplicación para el cálculo del número de platos reales es directa.

La eficacia global es una eficacia referida a toda la columna y definida como:

$$E_G = \frac{\text{número de platos teóricos (NPT)}}{\text{número de platos reales (NPR)}} \cdot 100$$

⇓

$$NPR = \frac{NPT}{E_G} \cdot 100 \quad [AII.2.69]$$

Entonces, ya que se conoce NPT, la estimación de E permitirá la obtención del NPR mediante la expresión [AII.2.69].

La eficacia global es una función complicada del diseño de los platos, de las propiedades del fluido y de los modelos de flujo. Se han desarrollado métodos teóricos para la estimación de E_G , basados en cálculos de transferencia de materia; no obstante, para platos perforados y de válvula, bien diseñados, Lockhart y Leggett (1958) obtuvieron una correlación empírica que permite realizar una estimación razonable de E_G para torres de fraccionamiento de hidrocarburos, usando el producto de la viscosidad del líquido y la volatilidad relativa de los componentes clave como variable de correlación. Dicha correlación se representa en la siguiente gráfica:

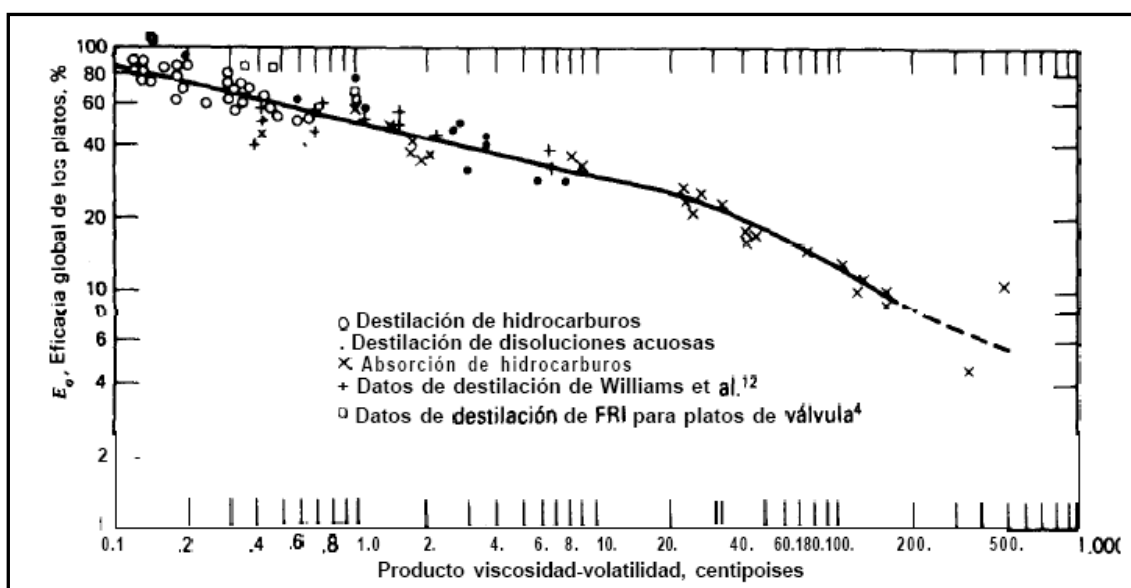


FIG. AII.2.9: Versión de Lockhart y Leggett de la correlación de O'Connell para la eficacia global de platos de fraccionadores, absorbedores y desorbedores

Para utilizar esta figura con el fin de predecir E_G , para el caso de columnas de destilación, se calcula la viscosidad (en cP) y la volatilidad relativa de los componentes clave para la composición de la alimentación a la media aritmética de los valores de las temperaturas y presiones en la cabeza y cola de la columna (Treybal, 1988):

$$\left. \begin{aligned} P_{columna} &= 2 \text{ atm} \\ T_{media \text{ columna}} &= \frac{T_{burbuja,D} + T_{burbuja,W}}{2} = \frac{204.0 + 243.2}{2} = 223.6 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \rightarrow \mu_F = 0.2050 \text{ cP}$$

Con respecto a la volatilidad relativa, en lugar de calcularla como se recomienda en el párrafo anterior, se tomará la volatilidad relativa media de la columna (similar, dada la constancia de ésta con la temperatura), deducida en la tabla AII.2.7 del apartado 2.2.3.1:

$$\alpha_{m10/11} = 1.546$$

Así, el producto de ambas variables resulta:

$$\alpha_{m10/11} \cdot \mu_F = 1.546 \cdot 0.2050 \text{ cP} = 0.3169 \text{ cP}$$

y de la gráfica AII.2.9 se obtiene, finalmente, que $E'_G \approx 65 \%$.

Llegado este punto, es importante considerar un hecho obviado hasta el momento. La mayor parte de los datos utilizados para la obtención de la correlación de la figura AII.2.9 corresponden a columnas con un recorrido del flujo de líquido a través del área activa del plato comprendido entre 2 y 3 pies. Gautreaux y O'Connell (1955), utilizando la teoría y datos experimentales, encontraron que las eficacias más elevadas se obtienen con los recorridos más largos. Por este motivo, con tal de que el producto viscosidad-volatilidad relativa esté comprendido entre 0.1 y 1.0, los ya citados Lockhart y Leggett recomiendan que el recorrido del flujo sea superior a 3 ft, y proponen un factor de corrección (Treybal, 1988) para la eficacia global obtenida por la figura AII.2.9:

Longitud del recorrido del flujo del líquido, ft	Factor de incremento de E_o obtenido de la Fig. 13.5, %
3	0
4	10
5	15
6	20
8	23
10	25
15	27

TABLA AII.2.19: Corrección de la eficacia global de platos por efecto de la longitud del recorrido del flujo de líquido

La longitud del recorrido del flujo del líquido hace referencia al término Z , es decir, a la longitud entre los dos vertederos. Por tanto, se tendrá que distinguir entre la zona de agotamiento y de rectificación:

Sección de agotamiento

$$Z = 1.518 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 4.979 \text{ ft}$$

Si se genera una recta a partir de los puntos de la tabla inmediatamente próximos al valor Z del plato, es factible determinar un valor aproximado del factor de incremento asociado a dicho diámetro:

$$\% \text{Factor de incremento } (FI) = \left((FI)_1 - \frac{(FI)_1 - (FI)_2}{Z_1 - Z_2} \cdot Z_1 \right) + \frac{(FI)_1 - (FI)_2}{Z_1 - Z_2} \cdot Z \quad [\text{AII.2.70}]$$

Si $Z=4.979$ ft, la tabla AII.2.19 muestra que, para $Z_1=4$ ft, $FI_1=10$, y que, para $Z_2=5$ ft, $FI_2=15$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.70]:

$$FI = 14.89 \%$$

Por tanto, la eficacia global de la sección de agotamiento vendrá dada por:

$$E_G = E'_G \cdot \left(1 + \frac{FI}{100} \right) [\text{AII.2.71}] \Rightarrow E_{G \text{ agotamiento}} = 65 \% \cdot \left(1 + \frac{14.89}{100} \right) = 74.68 \%$$

y el número de platos en la sección de agotamiento será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{\text{agotamiento}} = \frac{3}{76.68} \cdot 100 = 4.02 \approx 4$$

Sección de rectificación

$$Z = 0.878 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 2.881 \text{ ft}$$

Ya que Z es igual a 2.881 ft, la tabla AII.2.19 muestra que, para valores de Z inferiores a 3 ft, el factor de incremento es nulo. Por tanto,

$$E_{G \text{ rectificación}} = E'_G = 65 \%$$

y el número de platos en la sección de rectificación será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{rectificación} = \frac{14}{65} \cdot 100 = 21.54 \approx 22$$

Como resultado, se tiene que:

$$NPR = NPR_{agotamiento} + NPR_{rectificación} = 4 + 22 = 26$$

Ahora sí, se puede concluir que la torre Decano consta de un total 26 platos reales, distribuidos de la siguiente manera:

Platos totales reales de la columna Decano: 26

{	22 en la sección de enriquecimiento
	4 en la sección de agotamiento

Entrada de la alimentación: entre los platos 4 y 5 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado).

2.2.6. Diseño mecánico

El objetivo principal del diseño mecánico es determinar los espesores de la columna (y, consecuentemente, definir los diámetros internos y externos de la misma) y del faldón. Antes de centrarnos en el cálculo de cada uno de ellos, se comentarán determinados aspectos o términos del diseño mecánico relacionados comunes a ambos:

⇒ *Código de construcción:*

Como ya se ha argumentado en la Memoria, éste será el Código ASME, Sección VIII, División I: Recipientes a Presión.

⇒ *Corrosión (C):*

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada,

aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

En el caso actual, como acción de seguridad se considerará un margen de espesor debido a la corrosión (C). Éste será establecido en función de dos criterios (Megyesy, 2001):

- ✘ La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio (15 a 20 años), mientras que los secundarios o menores para períodos más cortos (8 a 10 años).
- ✘ Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgada en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

Según esto, se estimará para las columnas de destilación un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in/año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.5 \text{ mm}$$

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E)*:

La unión entre las virolas que constituyen la envolvente de las columnas de destilación (y de otros recipientes, tales como tanques de almacenamiento o acumuladores de reflujo) se realiza por medio de la soldadura, y ésta representa una discontinuidad dentro del trazado de chapa que puede producir una intensificación local de las tensiones a las que se encuentra sometido el material. Esta razón, junto con la posibilidad de producirse defectos en la realización de la soldadura, y el calentamiento y enfriamiento al que está sometida la zona próxima a la soldadura, dan pie a considerar la zona de soldadura como debilitada.

Teniendo en cuenta este hecho, en el cálculo de los recipientes en general se introduce una reducción en la tensión máxima admisible, multiplicando ésta por un coeficiente denominado eficiencia de la soldadura (E), cuyo valor varía de acuerdo a la soldadura y los controles efectuados sobre ella. Los valores de E para cada caso se recogen en la norma UW-12 del Código ASME-VIII-1:

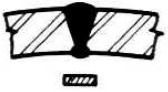


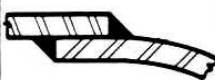


TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E		
		Cuando la junta es:		
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar. En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

TABLA AII.2.20: Tipos de Juntas soldadas

Considerando la siguiente situación:

- Tipo de junta: junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.
- Control: examinación por zonas.

resulta un valor de eficiencia de la soldadura de $E = 0.80$.

2.2.6.1. Espesor de la columna Decano. Espesor del aislante

Para el cálculo del espesor requerido de la torre se ha estimado los esfuerzos inducidos por las cargas combinadas de presión interna y presión del viento (se ha supuesto que las cargas de viento y de sismo no ocurren simultáneamente y, por ello, considerado el diseño por viento –mayor carga-). En relación al peso de la columna, se ha decidido obviarlo ya que, de manera general, la compresión debida a éste es insignificante y no es de carácter controlador.

Cabe indicar que toda la columna presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección o zona de la misma.

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (1)

Carga por Presión interna (1)

Se calculará el espesor requerido para soportar las cargas debidas a presión interna en los fondos de la columna, en las envolventes cilíndricas y en la sección cónica de separación entre las zonas de rectificación y agotamiento.

Aún así, antes de iniciar este cálculo es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, tanto para los platos como para toda la envolvente, acero inoxidable SA-240 Gr. 316.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- * exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.54 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- * según la fórmula (para aceros inoxidables):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 3 + C \Rightarrow t_{\min} = 3 + 2.5 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 5.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

El valor de la presión de diseño se fijará como la mayor de:

- 1) $1.1 \cdot \text{Presión máxima de operación (Kg/cm}^2\text{)}$ [AII.2.72]
- 2) $\text{Presión máxima de operación} + 2 \text{ Kg/cm}^2$ [AII.2.73]
- 3) 3.5 Kg/cm^2 [AII.2.74]

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) \ 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) \ 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) \ 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = 3.94 \text{ atm} = \\ = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Teniendo en cuenta que en el interior de la torre de fraccionamiento no existe una columna de líquido continua y que la que hay entre plato y plato sólo ocupa una pequeña fracción del diámetro de dicha torre, únicamente tendría mención de columna real de líquido la presente en el fondo inferior. Dado que la altura de ésta es inferior a un metro (es decir, genera un presión próxima a 0.05 atm) y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

Se adoptará como temperatura de diseño el valor de:

$$T_D = \text{Máxima temperatura de operación} + 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad [\text{AII.2.75}]$$

La temperatura máxima de operación en la columna Decano tiene lugar en las proximidades del plato 1; dicha temperatura es de 243.2 °C, correspondiente a la del vapor procedente del calderín. Así, la temperatura de diseño será:

$$T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} + 20 \text{ }^\circ\text{C} = 263.2 \text{ }^\circ\text{C} = 505.7 \text{ }^\circ\text{F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Los recipientes a presión se calculan con unos espesores de pared capaces de soportar sin deformación la presión a la que se verán sometidos. Es decir, que la presión a la que trabaja el material sea inferior a la máxima tensión admisible del mismo.

Esta tensión máxima admisible depende de las características del material y del coeficiente de seguridad que se adopte, variando con la temperatura; tal dependencia se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3. Para carcasas de SA-240 Gr. 316 sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 505.7 °F),

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to 100	200	300	400	500	600						
						Tensile	Yield												
Stainless Steel (3) (4) (Cont'd) Plates and Sheets (Cont'd)																			
16Cr-12Ni-2Mo	A 240	8	316	(26)(28)(36)	-425	75	30	20.0	20.0	20.0	19.3	17.9	17.0						
18Cr-13Ni-3Mo	A 240	8	317	(26)(28)(36)	-325														
Basic Allowable Stress S, ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)																			
650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	Grade	Spec. No.
16.7	16.3	16.1	15.9	15.7	15.5	15.4	15.3	14.5	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	316	A 240
																		317	A 240

TABLA AII.2.21: Tensiones máximas admisibles para metales (I)

resulta que:

$$S = 17000 \text{ psi} = 117.21 \text{ MPa}$$

⇒ *Tipos de fondos y características técnicas:*

Ambos fondos serán toriesféricos; la cuestión es si lo son tipo Klopper o Korbboogen. Usualmente, estos últimos están limitados a una de estas condiciones:

- ✗ Presión de diseño igual o superior a 7 kg/cm².
- ✗ Temperatura de diseño superior a 350 °C.
- ✗ Recipientes verticales cuya relación altura/diámetro sea superior a 10 (sólo afectaría al fondo inferior).

Se puede comprobar a partir de los puntos anteriores que ninguna de las dos primeras condiciones está presente en la columna Decano. Por tanto, se puede confirmar que el fondo superior será de tipo Klopper. Con respecto al fondo inferior, se tendrá que verificar el cumplimiento de la tercera de las condiciones. Inicialmente se hará de manera aproximada:

- Altura:

En principio, se calculará la altura de la carcasa cilíndrica, esto es, la altura de la columna Decano obviando los fondos. Para ello, se conoce el distanciamiento entre platos¹ ($t_p=0.6$ m), el espesor de los platos ($e_p=2$ mm) y el número de platos ($N_p=26$). Suponiendo una distancia plato-fondo inferior (H_{p-fi}) y plato-fondo superior (H_{p-fs}) de 1 y 0.6 m, respectivamente:

$$H_{carcasa} = H_{p-fi} + 0.5 \cdot e_p + (N_p - 1) \cdot t_p + 0.5 \cdot e_p + H_{p-fs} \quad [AII.2.76]$$

Si se sustituye en la expresión anterior, queda:

$$H_{carcasa} = 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (26 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 16.602 \text{ m}$$

- Diámetro:

Lo correcto sería tomar el diámetro exterior inferior de la columna Decano, es decir, el asociado a la sección de rectificación ($D_{o \text{ rect}}$), ya que es la situación más adversa, además de que más del 80 % de la columna es de enriquecimiento. Como no se dispone aún de espesores, se considerará el diámetro interior (la diferencia será mínima):

$$D = D_{o \text{ rect}} \approx D_{i \text{ rect}} = 1.233 \text{ m}$$

Según lo calculado, la relación altura/diámetro aproximada para la elección del tipo de fondo es:

$$\frac{H_{carcasa}}{D} = \frac{16.602 \text{ m}}{1.233 \text{ m}} = 13.47 > 10$$

Por consiguiente, el fondo inferior será de tipo Korbboogen. No obstante, una vez se dispongan de los resultados finales de diseño, se volverá a realizar esta comprobación de manera detallada.

¹ La distancia “ t_p ” la aplicamos entre los centros de gravedad de los platos.

Para realizar el diseño mecánico es necesario calcular las características técnicas de cada uno de los fondos (Especificación CEPSA ESP-1101-01; será una estimación aproximada, ya que no se dispone de espesores):

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbbogen

- Radio mayor (L): $L = 0.8 \cdot D_o$ [AII.2.77] $\Rightarrow L \approx 0.8 \cdot D_i = 0.8 \cdot 2.130 \text{ m} = 1.704 \text{ m}$
- Radio menor (r): $r = 0.154 \cdot D_o$ [AII.2.78] $\Rightarrow r \approx 0.154 \cdot D_i = 0.328 \text{ m}$
- Altura (H): $H = 0.26 \cdot D_o$ [AII.2.79] $\Rightarrow H \approx 0.26 \cdot D_i = 0.26 \cdot 2.130 \text{ m} = 0.554 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $h = 3.5 \cdot t$ [AII.2.80]

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): $L = D_o$ [AII.2.81] $\Rightarrow L \approx D_i = 1.233 \text{ m}$
- Radio menor (r): $r = \frac{D_o}{10}$ [AII.2.82] $\Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{1.233 \text{ m}}{10} = 0.123 \text{ m}$
- Altura (H): $H = 0.2 \cdot D_o$ [AII.2.83] $\Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 1.233 \text{ m} = 0.247 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $h = 3.5 \cdot t$ [AII.2.84]

\Rightarrow Ángulo de la carcasa cónica (α):

Como ángulo de la carcasa cónica se hace referencia al ángulo existente entre las generatrices de dicha carcasa y la prolongación de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. Conocidos los diámetros interiores superior e inferior del cono truncado ($D_{i \text{ rect}}=1.233 \text{ m}$ y $D_{i \text{ agot}}=2.130 \text{ m}$, respectivamente), así como la altura de éste ($H_{\text{cono}}=0.6 \text{ m}$, equivalente al espaciamiento entre dos platos), se puede determinar el ángulo buscado:

$$\alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{D_{i \text{ agot}} - D_{i \text{ rect}}}{2} \right)}{H_{\text{cono}}} \right] \text{ [AII.2.85]} \Rightarrow \alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.130 \text{ m} - 1.233 \text{ m}}{2} \right)}{0.6 \text{ m}} \right] = 36.8^\circ$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Las fórmulas para ello, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, son las siguientes, variando según la parte en consideración:

Envolvente cilíndrica

- Longitudinal: $t_{p \text{ int}} = \frac{P_D \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)}{2 \cdot S \cdot E + 0.4 \cdot P_D}$ [AII.2.86]

- Circunferencial: $t_{p \text{ int}} = \frac{P_D \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)}{S \cdot E - 0.6 \cdot P_D}$ [AII.2.87]

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal: $t_{p \text{ int}} = \frac{P_D \cdot D_i}{4 \cdot \cos \alpha \cdot (S \cdot E + 0.4 \cdot P_D)}$ [AII.2.88]

- Circunferencial: $t_{p \text{ int}} = \frac{P_D \cdot D_i}{2 \cdot \cos \alpha \cdot (S \cdot E - 0.6 \cdot P_D)}$ [AII.2.89],

siendo D_i el diámetro interior de la sección mayor.

Fondo toriesférico

- Válida para $\frac{L}{r} < 16.6$: $t_{p \text{ int}} = \frac{P_D \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P_D}$ [AII.2.90],

con $M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)} \right]$ [AII.2.91]

El hecho de que, tanto en la carcasa cilíndrica como en la tronco-cónica, aparezcan dos fórmulas de espesor diferentes, se debe a que la presión interna en un elemento cilíndrico o cónico produce dos tipos de tensiones: circunferenciales o transversales y axiales o longitudinales, siendo el valor de las primeras doble que el de las segundas. Aún así, se comprobará esta situación, seleccionando aquel espesor que sea mayor.

A continuación, se muestra el cálculo de los distintos espesores a partir de las fórmulas expuestas previamente:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.130 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.130 \text{ m}}{2}\right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \text{ mm}$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.233 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.233 \text{ m}}{2}\right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.6 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.130 \text{ m}}{4 \cdot \cos(36.8^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.130 \text{ m}}{2 \cdot \cos(36.8^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.7 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbogen

$$\bullet \frac{L}{r} = \frac{1.704 \text{ m}}{0.328 \text{ m}} = 5.195 < 16.6:$$

$$[AII.2.90] \Rightarrow M = 0.25 \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.704 \text{ m}}{0.328 \text{ m}} \right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.91]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.704 \text{ m} \cdot 1.320}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.8 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$\bullet \frac{L}{r} = \frac{1.233 \text{ m}}{0.123 \text{ m}} = 10 < 16.6:$$

$$[AII.2.90] \Rightarrow M = 0.25 \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.233 \text{ m}}{0.123 \text{ m}} \right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.91]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.233 \text{ m} \cdot 1.541}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.0 \text{ mm}$$

Carga por viento (1)

Al igual que la presión interna, el viento produce unas tensiones en las paredes del recipiente que pueden producir la inestabilidad mecánica del mismo. Por tal motivo, se han calculado los espesores requeridos para soportar los esfuerzos generados como consecuencia de las cargas de viento, de manera general, en las posiciones siguientes (el cabezal inferior tipo Korbogen no se ve expuesto a la carga de viento):

- ✘ Posición 1: Junta del faldón con la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento (el espesor resultante estará asociado a esta envolvente).
- ✘ Posición 2: Junta de la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento con la envolvente tronco-cónica de interfase (el espesor resultante estará asociado a esta última envolvente).

- ✘ Posición 3: Junta de la envolvente tronco-cónica de interfase con la envolvente cilíndrica de la sección de rectificación (el espesor resultante estará asociado a esta última envolvente).
- ✘ Posición 4: Junta de la envolvente cilíndrica de la sección de rectificación con el fondo superior (el espesor resultante estará asociado a este fondo).

En primer lugar, se determinará la altura de aquéllas de estas posiciones que sean relevantes para el cálculo del espesor final, esto es, las posiciones 1 y 2. Las otras dos no son necesarias por el siguiente motivo: se ha comprobado que el espesor requerido por presión interna tanto para la envolvente cilíndrica de rectificación como para el fondo superior es menor que el correspondiente a la envolvente cilíndrica de agotamiento y envolvente tronco-cónica; por tanto, la diferencia entre los espesores finales de las zonas comparadas será aún más acentuada como consecuencia de que el espesor requerido por la carga de viento disminuye conforme se asciende a través de la torre de destilación (mayor altura, menor momento). No obstante, también se tendrá en cuenta la posición 3, única y exclusivamente porque su análisis será solicitado en el apartado 2.2.6.3.

Posición 1

$$\bullet H_{pos\ 1} = H_{faldón} = H_{suelo-f\ Kor} + H_{f\ Kor} \quad [AII.2.92]$$

Basándonos en la experiencia, para columnas de la altura de la torre Decano suele ser aconsejable una distancia entre el suelo y la parte más baja del fondo Korbbogen de 2 m ($H_{suelo-f\ Kor}$). Por tanto, según la expresión [AII.2.92], se tiene:

$$H_{pos\ 1} = 2\ m + 0.554\ m = 2.554\ m = 8.379\ ft$$

Posición 2

$$\bullet H_{pos\ 2} = H_{pos\ 1} + H_{f\ Kor-p} + 0.5 \cdot e_p + (N_{p\ agot} - 1) \cdot t_p \quad [AII.2.93] \Rightarrow H_{pos\ 2} = 2.554\ m + 1\ m + 0.5 \cdot 0.002\ m + (4 - 1) \cdot 0.6\ m = 5.355\ m = 17.568\ ft$$

Posición 3

$$\bullet H_{pos\ 3} = H_{pos\ 2} + t_p \quad [AII.2.94] \Rightarrow H_{pos\ 3} = 5.355\ m + 0.6\ m = 5.955\ m = 19.538\ ft$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante la siguiente fórmula:

$$P_w = q_s \cdot C_q \cdot C_e \quad [AII.2.95]$$

donde P_w viene dada en lb/ft^2 , y:

$\Rightarrow q_s$ (lb/ft^2) es la presión de estancamiento del viento a la altura estándar de 30 pies tal como fue tabulada. Su valor viene impuesto por la velocidad básica del viento (millas/h) en la siguiente tabla:

Velocidad básica del viento, mph	70	80	90	100	110	120	130
Presión q_s , lb/pie^2	13	17	21	26	31	37	44

TABLA AII.2.22: Valores de la presión de estancamiento del viento

Introduciendo un margen de seguridad importante, se considerará una velocidad de 80 mph (aproximadamente 130 Km/h), la cual da lugar a:

$$q_s = 17 \text{ lb} / \text{ft}^2$$

$\Rightarrow C_q$ es el denominado coeficiente de presión o factor de forma, el cual depende, fundamentalmente, de la geometría de la torre:

C_q = Coeficiente de presión (factor de forma):	
Torres cuadradas o rectangulares.....	1.4
Torres hexagonales u octagonales.....	1.1
Torres redondas o elípticas.....	0.8
(Si hay cualquier equipo conectado a la torre, se recomienda incrementar C_q hasta 0.9 para recipientes cilíndricos.)	

TABLA AII.2.23: Valores del coeficiente de presión

Ya que la torre es cilíndrica y tiene conectada diversos equipos tales como calderines, aerorrefrigerantes y acumuladores, el valor apropiado es $C_q = 0.9$.

$\Rightarrow C_e$ es el coeficiente del factor por ráfagas, el cual viene determinado por la altura de la zona analizada y el tipo de exposición, a partir de la tabla adjunta:

Altura sobre el piso, pies	Coeficiente C_e	
	Exposición C	Exposición B
0- 20	1.2	0.7
20- 40	1.3	0.8
40- 60	1.5	1.0
60-100	1.6	1.1
100-150	1.8	1.3
150-200	1.9	1.4
200-300	2.1	1.6
300-400	2.2	1.8

La exposición C representa la más severa, en terreno plano y generalmente abierto, que se extiende media milla o más desde donde se localiza la torre. Las grandes plantas petroquímicas están en esta categoría. La exposición B es para un terreno en el cual hay construcciones, bosques o irregularidades en el suelo de 20 o más pies de altura que cubre 20 por ciento de área, extendiéndose una milla o más desde donde se ubica la torre.

TABLA AII.2.24: Valores del coeficiente del factor por ráfagas

Según el comentario superior, no cabe duda que la exposición que corresponde al sistema es la C. A continuación, se muestra el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante para cada una de las posiciones:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C_e	P_w , lb/ft ² (Pa) [AII.2.95]
1	8.379	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	17.568	0-20	1.2	18.36 (879.08)
3	19.538	0-20	1.2	18.36 (879.08)

TABLA AII.2.25: Resultados de C_e y P_w para la columna Decano (I)

Seguidamente, se determinará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es la siguiente:

$$M_T = M * -h_T \cdot (V^{**} - 0.5 \cdot P_w \cdot D_{agot/rect} \cdot h_T) \quad [AII.2.96]$$

donde,

$$V = P_w \cdot D_{agot/rect} \cdot H_{agot/rect} \quad [AII.2.97]$$

$$M = P_w \cdot D_{agot/rect} \cdot H_{agot/rect} \cdot h_{agot/rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} M = V \cdot h_{agot/rect} \quad [AII.2.98]$$

La nomenclatura y unidades de cada variable se detallan a continuación:

- $D_{\text{aisl agot/rect}}$ (m): diámetro de la zona de agotamiento o de rectificación con aislamiento.
- $H'_{\text{agot/rect}}$ (m): longitud de la zona de agotamiento (desde la base) o de rectificación (hasta el comienzo del fondo superior tipo Klopper).
- $h_{\text{agot/rect}}$ (m): brazo de palanca para la zona de agotamiento o de rectificación, calculado según,

$$h_{\text{agot}} = \frac{H'_{\text{agot}}}{2} \text{ [AII.2.99]}, \quad h_{\text{rect}} = H'_{\text{agot}} + \frac{H'_{\text{rect}}}{2} \text{ [AII.2.100]}$$

- h_T (m): distancia de la base a la posición bajo consideración.
- P_w (Pa): presión de diseño del viento.
- V (N): esfuerzo cortante.
- M (N·m): momento máximo (en la base).
- M_T (N·m): momento a la altura h_T .

* Viene dado por la suma del valor de M en la sección de agotamiento y de rectificación, independientemente de la altura considerada.

** Viene dado por la suma del valor de V en la sección de agotamiento y de rectificación, independientemente de la altura considerada.

De todas estas variables, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

- $D_{\text{aisl agot}} = D_{o \text{ agot}} + 2 \cdot e_{\text{aisl}} \text{ [AII.2.101]} \Rightarrow D_{\text{aisl agot}} \approx D_{i \text{ agot}} = 2.130 \text{ m}$
- $D_{\text{aisl rect}} = D_{o \text{ rect}} + 2 \cdot e_{\text{aisl}} \text{ [AII.2.102]} \Rightarrow D_{\text{aisl rect}} \approx D_{i \text{ rect}} = 1.233 \text{ m}$
- $H'_{\text{agot}} = H_{\text{pos 2}} + \frac{t_p}{2} \text{ [AII.2.103]} \Rightarrow H'_{\text{agot}} = 5.355 \text{ m} + \frac{0.6 \text{ m}}{2} = 5.655 \text{ m}$
- $H'_{\text{rect}} = \frac{t_p}{2} + (N_{p \text{ rect}} - 1) \cdot t_p + 0.5 \cdot e_p + H_{p-f \text{ Klo}} \text{ [AII.2.104]} \Rightarrow H'_{\text{rect}} = \frac{0.6 \text{ m}}{2} + (22 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 13.501 \text{ m}$
- $\text{[AII.2.99]} \Rightarrow h_{\text{agot}} = \frac{5.655 \text{ m}}{2} = 2.827 \text{ m}$
- $\text{[AII.2.100]} \Rightarrow h_{\text{rect}} = 5.655 \text{ m} + \frac{13.501 \text{ m}}{2} = 12.405 \text{ m}$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T será necesario considerar cada posición:

Posición 1

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl agot}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{agot}} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.130 \text{ m} \cdot 5.655 \text{ m} = 10588.99 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{agot}} = 10588.99 \text{ N} \cdot 2.827 \text{ m} = 29939.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl rect}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{rect}} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 1.233 \text{ m} \cdot 13.501 \text{ m} = 14628.41 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{rect}} = 14628.41 \text{ N} \cdot 12.405 \text{ m} = 181470.30 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{\text{agot}} + V_{\text{rect}} \Rightarrow V = 10588.99 \text{ N} + 14628.41 \text{ N} = 25217.40 \text{ N}$$

$$M = M_{\text{agot}} + M_{\text{rect}} \Rightarrow M = 29939.47 \text{ N} \cdot \text{m} + 181470.30 \text{ N} \cdot \text{m} = 211409.77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{\text{pos 1}}, D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl agot}} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 211409.77 \text{ N} \cdot \text{m} - 2.554 \text{ m} \cdot (25217.40 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.130 \text{ m} \cdot 2.554 \text{ m}) = 153115.22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 2

Según la tabla AII.2.25, el valor de P_w para las tres posiciones es coincidente, y, como consecuencia, los valores de V y M también lo son. Por tanto, se está en disposición de determinar directamente M_T :

$$\circ h_T = H_{\text{pos 2}}, D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl agot}} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 211409.77 \text{ N} \cdot \text{m} - 5.355 \text{ m} \cdot (25217.40 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.130 \text{ m} \cdot 5.355 \text{ m}) = 103221.87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 3

$$\circ h_T = H_{\text{pos 3}}, D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl rect}} \xrightarrow{[AII.12.96]} M_T = 211409.77 \text{ N} \cdot \text{m} - 5.955 \text{ m} \cdot (25217.40 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 1.233 \text{ m} \cdot 5.955 \text{ m}) = 80454.97 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Una vez conocido el momento, el espesor requerido por carga de viento viene dado por:

$$t_{viento} = \frac{M_T}{R_{i\ medio}^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [AII.2.105]$$

siendo $R_{i\ medio}$ el radio interior medio de la columna, calculado como:

$$R_{i\ medio} = \frac{H'_{agot} \cdot \left(\frac{D_{i\ agot}}{2} \right) + H'_{rect} \cdot \left(\frac{D_{i\ rect}}{2} \right)}{H'_{agot} + H'_{rect}} \quad [AII.2.106]$$

↓

$$R_{i\ medio} = \frac{5.655\ m \cdot \left(\frac{2.130\ m}{2} \right) + 13.501\ m \cdot \left(\frac{1.233\ m}{2} \right)}{5.655\ m + 13.501\ m} = 0.749\ m$$

A partir de [AII.2.105], se calculará el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición:

Posición 1

$$t_{viento} = \frac{153115.22\ N \cdot m}{(0.749\ m)^2 \cdot \pi \cdot 117210000\ Pa \cdot 0.8} = 9 \cdot 10^{-4} = 0.9\ mm$$

Posición 2

$$t_{viento} = \frac{103221.87\ N \cdot m}{(0.749\ m)^2 \cdot \pi \cdot 117210000\ Pa \cdot 0.8} = 6 \cdot 10^{-4} = 0.6\ mm$$

Posición 3

$$t_{viento} = \frac{80454.97\ N \cdot m}{(0.749\ m)^2 \cdot \pi \cdot 117210000\ Pa \cdot 0.8} = 5 \cdot 10^{-4} = 0.5\ mm$$

Tal y como se estableció en este apartado a raíz de los resultados de espesores requeridos por carga de presión interna y de las aclaraciones con respecto a las posiciones relevantes en el cálculo del espesor debido a la presión del viento, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento y envolvente tronco-cónica:

$$t_{col}^{min\ calc} = t_{P_{int}} + t_{viento} \quad [AII.2.107]$$

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{viento} (Pos\ 1) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{min\ calc} = 4.5\ mm + 0.9\ mm = 5.5\ mm$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{viento} (Pos\ 2) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{min\ calc} = 5.7\ mm + 0.6\ mm = 6.3\ mm > 5.5\ m$$

Por consiguiente, el espesor de la columna Decano será obtenido a partir del espesor de 6.3 mm. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$t_{col}^C = t_{col}^{min\ calc} + C \quad [AII.2.108] \Rightarrow t_{col}^C = 6.3\ mm + 2.5\ mm = 8.8\ mm > t_{min} = 5.5\ m$$

Finalmente, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 8.8 mm. A partir de la tabla de espesores estándares (Megyesy, 2001),

in	1/16	3/32	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2
mm	1,6	2,4	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1	12,7
in	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16	1
mm	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8	25,4
in	1 1/16	1 1/8	1 3/16	1 1/4	1 5/16	1 3/8	1 7/16	1 1/2
mm	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5	38,1

TABLA AII.2.26: Espesores comerciales de pared de recipientes

podemos concluir que:

$$t_{col} = 9.5\ mm$$

Llegado este momento, tendremos que “reformular” el problema. Hasta entonces hemos considerado como diámetros interiores de las secciones de agotamiento y enriquecimiento 2.130 y 1.233 m, respectivamente. Sin embargo, siguiendo el mismo procedimiento que con el espesor, y ahora que conocemos éste, debemos estandarizar el diámetro de la columna, bien el interior, bien el exterior. Si consultamos la tabla de diámetros estándares de recipientes (Megyesy, 2001),

in	12	14	16	18	20	22	24	26
mm	0,305	0,356	0,406	0,457	0,508	0,559	0,610	0,660
in	28	30	32	34	36	38	40	42
mm	0,711	0,762	0,813	0,864	0,914	0,965	1,016	1,067
in	48	54	60	66	72	78	84	90
mm	1,219	1,372	1,524	1,676	1,829	1,981	2,134	2,286
in	96	102	108	114	120	126	132	138
mm	2,438	2,591	2,743	2,896	3,048	3,200	3,353	3,505

TABLA AII.2.27: Diámetros comerciales de recipientes de pequeña y mediana capacidad

los diámetros comerciales superiores más próximos a los citados anteriormente son:

$$2.130 \text{ m} \rightarrow 2.134 \text{ m}$$

$$1.233 \text{ m} \rightarrow 1.372 \text{ m}$$

Siempre que sea viable, con el fin de desviarse del diámetro inicial lo mínimo posible, se seleccionará como diámetro estándar el exterior. En el caso del diámetro de la sección de agotamiento no será factible aplicar este criterio, dado que la diferencia entre el diámetro considerado hasta el momento y el estándar es inferior a dos veces el espesor. Por tanto, queda:

Sección de agotamiento

- $D_{i \text{ agot}} = 2.134 \text{ m}$
- $D_{o \text{ agot}} = D_{i \text{ agot}} + 2 \cdot t_{\text{col}} \text{ [AII.2.109]} \Rightarrow D_{o \text{ agot}} = 2.134 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.153 \text{ m}$

Sección de rectificación

- $D_{o \text{ rect}} = 1.372 \text{ m}$
- $\text{[AII.2.109]} \Rightarrow D_{i \text{ rect}} = 1.372 \text{ m} - 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.353 \text{ m}$

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá la columna de destilación. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la siguiente tabla, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

Colcha de fibra de vidrio (48 Kg/m ³)													
Código NC-4 Clase I													
DIAM. NOM. pulg/mm	Temperatura de Operación K [°C]												
	333	373	423	473	523	573	623	673	723	773	823	873	923
	60	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
1/2 / 13													
3/4 / 19											No aplica		
1 / 25													
1 1/2 / 38													
2 / 51													
2 1/2 / 64													
3 / 76													
4 / 102													
5 / 127													
6 / 152													
8 / 203	38	64	89	89	127	127	140	165	191				
10 / 254	38	64	89	102	127	140	152	178	191				
12 / 305	38	64	89	102	127	140	152	178	191				
14 / 356	38	64	89	102	127	140	152	178	191				
16 / 406	38	64	89	102	127	140	152	178	191				
18 / 457	38	64	89	114	127	140	152	178	191				
20 / 508	38	64	89	114	127	140	152	178	191				
22 / 559	38	64	89	114	127	140	165	191	191				
24 / 610	38	64	89	114	127	165	165	191	191				
26 / 660	38	64	89	114	140	165	165	191	191				
28 / 711	38	64	89	114	140	165	165	191	216				
30 / 762	38	64	89	114	140	165	165	191	216				
S.P.	38	76	89	114	140	165	178	303	216				

Notas:

- 1.- Espesor termoaislante en mm.
- 2.- El espesor del acabado no se incluye.
- 3.- SP = superficies planas o diámetros mayores a 762 mm (30 pulg).
- 4.- Temperatura ambiente = 298 K (25 °C).
- 5.- Velocidad de aire = 10 000 m/h
- 6.- Emisividad = 0,4.

TABLA AII.2.28: Espesores de aislamientos térmicos en equipos

$$\left. \begin{aligned}
 T_D &= 263.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\
 D_{no\ min\ al\ agot} &= 2.1336 \text{ m} \rightarrow D > 0.762 \text{ m} \\
 D_{no\ min\ al\ rect} &= 1.3716 \text{ m} \rightarrow D > 0.762 \text{ m}
 \end{aligned} \right\} t_{aisl} = 165 \text{ mm} = 0.165 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante (D_{aisl}) de la columna Decano son:

- $[AII.2.101] \Rightarrow D_{aisl\ agot} = 2.153 \text{ m} + 2 \cdot 0.165 \text{ m} = 2.483 \text{ m}$
- $[AII.2.102] \Rightarrow D_{aisl\ rect} = 1.372 \text{ m} + 2 \cdot 0.165 \text{ m} = 1.702 \text{ m}$

Una vez que se tiene las posibles medidas estándares definitivas de la columna Decano, hay que repetir nuevamente todo el procedimiento de cálculo del espesor (pero, en esta ocasión, sin ciertas aproximaciones), con el fin de confirmar que para tales medidas el espesor seleccionado es el adecuado (lógicamente, no se referenciarán

aspectos invariantes como tipo de material, temperatura y presión de diseño, espesor mínimo, etc.):

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (2)

Carga por Presión interna (2)

⇒ *Tipos de fondos y características técnicas:*

Previamente, se estableció que el fondo superior sería toriesférico de tipo Klopper y, de forma aproximada, que el inferior sería de tipo Korbbogen. Entonces, se calcularán las características técnicas de cada uno de ellos y, posteriormente, se comprobará con precisión si la decisión tomada fue la correcta.

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbbogen

- Radio mayor (L): $[AII.2.77] \Rightarrow L = 0.8 \cdot 2.153 \text{ m} = 1.722 \text{ m}$
- Radio menor (r): $[AII.2.78] \Rightarrow r = 0.154 \cdot 2.153 \text{ m} = 0.332 \text{ m}$
- Altura (H): $[AII.2.79] \Rightarrow H = 0.26 \cdot 2.153 \text{ m} = 0.560 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.80] \Rightarrow h = 3.5 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \text{ mm}$

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): $[AII.2.81] \Rightarrow L = 1.372 \text{ m}$
- Radio menor (r): $[AII.2.82] \Rightarrow r = \frac{1.372 \text{ m}}{10} = 0.137 \text{ m}$
- Altura (H): $[AII.2.83] \Rightarrow H = 0.2 \cdot 1.372 \text{ m} = 0.274 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.84] \Rightarrow h = 3.5 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \text{ mm}$

A continuación, se verificará si la relación altura/diámetro definitiva es superior a 10:

$$H_{col} = H_{fKor} + H_{agot}^* + H_{cono} + H_{rect}^* + H_{fKlo} \quad [AII.2.110]$$

* Sin incluir la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

$$\bullet H_{agot} = H_{f\text{ Kor-p}} + 0.5 \cdot e_p + (N_{p\text{ agot}} - 1) \cdot t_p \quad [AII.2.111] \Rightarrow H_{agot} = 1\text{ m} + 0.5 \cdot 0.002\text{ m} + (4 - 1) \cdot 0.6\text{ m} = 2.801\text{ m}$$

$$\bullet H_{rect} = (N_{p\text{ rect}} - 1) \cdot t_p + 0.5 \cdot e_p + H_{p-f\text{ Klo}} \quad [AII.2.112] \Rightarrow H_{rect} = (22 - 1) \cdot 0.6\text{ m} + 0.5 \cdot 0.002\text{ m} + 0.6\text{ m} = 13.201\text{ m}$$

$$\downarrow [AII.2.110]$$

$$H_{col} = 0.560\text{ m} + 2.801\text{ m} + 0.6\text{ m} + 13.201\text{ m} + 0.274\text{ m} = 17.436\text{ m}$$

Teniendo en cuenta que $D = D_{o\text{ rect}} = 1.372\text{ m}$, resulta la siguiente relación altura/diámetro:

$$\frac{H_{col}}{D} = \frac{17.436\text{ m}}{1.372\text{ m}} = 12.71 > 10$$

Por consiguiente, se confirma que la opción de un fondo toriesférico tipo Korbogen para el fondo inferior de la columna Decano es la adecuada.

\Rightarrow Ángulo de la carcasa cónica (α):

$$[AII.2.85] \Rightarrow \alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.134\text{ m} - 1.353\text{ m}}{2} \right)}{0.6\text{ m}} \right] = 33.1^\circ$$

Tras exponer estos datos básicos necesarios, se mostrará el cálculo de los distintos espesores debido a presión interna ($t_{p\text{ int}}$):

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p\text{ int}} = \frac{398783\text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.134\text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 117210000\text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783\text{ Pa}} = 2.3 \cdot 10^{-3}\text{ m} = 2.3\text{ mm}$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p\text{ int}} = \frac{398783\text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.130\text{ m}}{2} \right)}{117210000\text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783\text{ Pa}} = 4.6 \cdot 10^{-3}\text{ m} = 4.6\text{ mm}$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.353 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.4 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.353 \text{ m}}{2}\right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.9 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{p_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.134 \text{ m}}{4 \cdot \cos(33.1^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.7 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{p_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.134 \text{ m}}{2 \cdot \cos(33.1^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 5.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.4 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbbogen

- $\frac{L}{r} = \frac{1.722 \text{ m}}{0.332 \text{ m}} = 5.195 < 16.6 :$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.704 \text{ m}}{0.328 \text{ m}}\right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{p_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.722 \text{ m} \cdot 1.320}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.8 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{1.372 \text{ m}}{0.137 \text{ m}} = 10 < 16.6 :$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.233 \text{ m}}{0.123 \text{ m}} \right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.372 \text{ m} \cdot 1.541}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \text{ mm}$$

Carga por viento (2)

En primer lugar, se determinará la altura de las posiciones de interés:

Posición 1

$$[AII.2.92] \Rightarrow H_{pos\ 1} = 2 \text{ m} + 0.560 \text{ m} = 2.560 \text{ m} = 8.398 \text{ ft}$$

Posición 2

$$H_{pos\ 2} = H_{faldón} + H_{agot}^* \quad [AII.2.113] \Rightarrow H_{pos\ 2} = 2.560 \text{ m} + 2.801 \text{ m} = 5.361 \text{ m} = 17.588 \text{ ft}$$

* Sin incluir la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

Posición 3

$$[AII.2.94] \Rightarrow H_{pos\ 3} = 5.361 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 5.961 \text{ m} = 19.556 \text{ ft}$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante [AII.2.95]:

$\Rightarrow q_s$ (lb/ft²):

$$\text{Velocidad básica del viento} = 80 \text{ mph} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.22}} q_s = 17 \text{ lb/ft}^2$$

$\Rightarrow C_q$:

$$\text{Torre cilíndrica con diferentes conexiones} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.23}} C_q = 0.9$$

$\Rightarrow C_e$:

Mediante la tabla AII.2.24, considerando una exposición del tipo C y las alturas de las diferentes posiciones, se determina para cada caso el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C_e	P_w , lb/ft ² (Pa) [AII.2.95]
1	8.398	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	17.588	0-20	1.2	18.36 (879.08)
3	19.5556	0-20	1.2	18.36 (879.08)

TABLA AII.2.29: Resultados de C_e y P_w para la columna Decano (II)

Seguidamente, se calculará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es [AII.2.96], que, a su vez, requerirá del uso de las expresiones [AII.2.97] y [AII.2.98]. De todas las variables presentes en dichas expresiones, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

$$\bullet [AII.2.101] \Rightarrow D_{aisl\ agot} = 2.153\ m + 2 \cdot 0.165\ m = 2.483\ m$$

$$\bullet [AII.2.102] \Rightarrow D_{aisl\ rect} = 1.372\ m + 2 \cdot 0.165\ m = 1.702\ m$$

$$\bullet [AII.2.103] \Rightarrow H'_{agot} = 5.361\ m + \frac{0.6\ m}{2} = 5.661\ m$$

$$\bullet [AII.2.104] \Rightarrow H'_{rect} = \frac{0.6\ m}{2} + (22 - 1) \cdot 0.6\ m + 0.5 \cdot 0.002\ m + 0.6\ m = 13.501\ m$$

$$\bullet [AII.2.99] \Rightarrow h_{agot} = \frac{5.661\ m}{2} = 2.830\ m$$

$$\bullet [AII.2.100] \Rightarrow h_{rect} = 5.661\ m + \frac{13.501\ m}{2} = 12.411\ m$$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T se tendrá que considerar cada posición:

Posición 1

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 879.08\ Pa \cdot 2.483\ m \cdot 5.661\ m = 12354.18\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 12354.18 \text{ N} \cdot 2.830 \text{ m} = 34966.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 1.702 \text{ m} \cdot 13.501 \text{ m} = 20195.41 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 20195.41 \text{ N} \cdot 12.411 \text{ m} = 250649.00 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 12354.18 \text{ N} + 20195.41 \text{ N} = 32549.59 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 34966.59 \text{ N} \cdot \text{m} + 250649.00 \text{ N} \cdot \text{m} = 285615.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 1}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 285615.59 \text{ N} \cdot \text{m} - 2.560 \text{ m} \cdot (32549.59 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.483 \text{ m} \cdot 2.560 \text{ m}) = 209448.49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 2

Según la tabla AII.2.29, el valor de P_w para las tres posiciones es coincidente, y, como consecuencia, los valores de V y M también lo son. Por tanto, se está en disposición de determinar directamente M_T :

$$\circ h_T = H_{pos\ 2}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 285615.59 \text{ N} \cdot \text{m} - 5.361 \text{ m} \cdot (32549.59 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.483 \text{ m} \cdot 5.361 \text{ m}) = 142485.92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 3

$$\circ h_T = H_{pos\ 3}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 285615.59 \text{ N} \cdot \text{m} - 5.961 \text{ m} \cdot (32549.59 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 1.702 \text{ m} \cdot 5.961 \text{ m}) = 118171.17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Una vez conocido el momento, se calculará, a partir de [AII.2.105], el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición, tras, previamente, haber estimado $R_{i\ medio}$ mediante [AII.2.106]:

$$R_{i\text{ medio}} = \frac{5.661 \text{ m} \cdot \left(\frac{2.134 \text{ m}}{2}\right) + 13.501 \text{ m} \cdot \left(\frac{1.353 \text{ m}}{2}\right)}{5.661 \text{ m} + 13.501 \text{ m}} = 0.792 \text{ m}$$

Posición 1

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{\text{viento}} = \frac{209448.49 \text{ N}\cdot\text{m}}{(0.792 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 1.1 \cdot 10^{-3} = 1.1 \text{ mm}$$

Posición 2

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{\text{viento}} = \frac{142485.92 \text{ N}\cdot\text{m}}{(0.792 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 8 \cdot 10^{-4} = 0.8 \text{ mm}$$

Posición 3

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{\text{viento}} = \frac{118171.17 \text{ N}\cdot\text{m}}{(0.749 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 6 \cdot 10^{-4} = 0.6 \text{ mm}$$

Así, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento y envolvente tronco-cónica:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{\text{viento}} (\text{Pos 1}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{\text{col}}^{\text{mín calc}} = 4.6 \text{ mm} + 1.1 \text{ mm} = 5.7 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{\text{viento}} (\text{Pos 2}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{\text{col}}^{\text{mín calc}} = 5.4 \text{ mm} + 0.8 \text{ mm} = 6.2 \text{ mm} > 5.7 \text{ mm}$$

De la misma manera que en la aplicación inicial del procedimiento de cálculo, el espesor de la columna Decano será obtenido a partir del espesor de la envolvente tronco-cónica (6.20 mm). Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.108] \Rightarrow t_{\text{col}}^{\text{C}} = 6.2 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 8.7 \text{ mm} > t_{\text{mín}} = 5.5 \text{ mm}$$

Y, por tanto, se puede comprobar que el espesor comercial inmediatamente superior a 8.7 mm es 9.5 mm, coincidente con el utilizado para todos los cálculos de este

segundo y último procedimiento. Entonces, se confirman las medidas estándares presentadas al final del *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento* (1).

Como consecuencia, los diámetros de los platos se ven mínimamente modificados con respecto a sus valores de partida, siendo sus valores definitivos los “nuevos” diámetros interiores de la columna Decano, esto es:

$$T_{agot} = 2.134 \text{ m}$$

$$T_{rect} = 1.353 \text{ m}$$

Una vez obtenida esta conclusión, se han tenido que recalcular las diferentes dimensiones del plato (área neta, área activa, longitud de los derramaderos, etc.), resultados que ya han sido presentados en el apartado anterior de diseño hidráulico (Ver NOTA al final del apartado 2.2.4).

2.2.6.2. Espesor del faldón de la columna Decano

Un faldón es el soporte de uso más frecuente y el más satisfactorio para los recipientes verticales. Se une por soldadura continua a la cabeza y, por lo general, el tamaño requerido de esta soldadura determina el espesor del faldón. En el caso particular que ocupa, para el cálculo del espesor requerido del faldón de la torre se ha considerado que éste se ve expuesto fundamentalmente a las cargas combinadas de viento y peso.

Aunque parezca que se ha dado por supuesta la utilización del faldón como elemento de sustentación, ésta ha sido debidamente justificada, tal y como se verá. Así, está recomendado el uso de faldones en cualquiera de las siguientes situaciones:

- ✘ El diámetro de la envolvente sea superior a 1.5 m ($D_{o\ agot}=2.153 \text{ m}$).
- ✘ La relación altura/diámetro del recipiente sea mayor que 5 ($H_{col\ Decano}/D=12.71$).
- ✘ Puedan esperarse vibraciones (debido al viento, las torres altas vibran).
- ✘ La masa del recipiente lleno de agua sea superior a 15000 kg (Peso: 147150 N).

Es suficiente el cumplimiento de una de éstas para que esté argumentada la utilización del faldón; aún así, entre paréntesis se muestra que la columna Decano satisface las tres primeras (y la última también, aunque su cálculo se presentará más adelante).

CÁLCULO DEL ESPESOR DEL FALDÓN DEBIDO A PRESIÓN DEL VIENTO Y PESO DE LA TORRE

Carga por Presión del viento

En primer lugar, antes de iniciar este cálculo, es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, a diferencia de la columna, acero al carbono SA-283 Gr. C.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 7.5 \text{ mm}$.

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E):*

Aunque al inicio del apartado 2.2.6 se citó como aspecto común a todo el diseño mecánico un valor de eficiencia de la soldadura de 0.8, en el caso particular de la eficiencia de la junta del faldón al fondo toriesférico, para soldadura a tope, E es igual a 0.6.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

Se adoptará como temperatura de diseño la considerada para la columna Decano, esto es, 263.2 °C (505.7 °F), la cual conlleva, en este caso, un alto coeficiente de seguridad.

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

El valor de la tensión máxima admisible para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 505.7 °F) es, según la tabla inferior, de:

$$S = 13000 \text{ psi} = 89.63 \text{ MPa}$$

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to						
						Tensile	Yield	100	200	300				
Carbon Steel (Cont'd) Plates and Sheets (Structural)														
...	A 283	1	C	(8c)(57)	A	55	30	16.9	16.1	15.3				
Basic Allowable Stress S, ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)														
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	Grade	Spec. No.
14.6	13.8	13.0	12.6	12.2	11.1	C	A 283

TABLA AII.2.30: Tensiones máximas admisibles para metales (II)

Ahora sí, es posible afrontar el cálculo del espesor del faldón debido a la presión del viento (*t_{viento}*). La fórmula para ello, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, se expone seguidamente:

$$t_{viento} = \frac{M_T}{R_o^2 \text{ faldón} \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [AII.2.114]$$

donde,

- *M_T* (N·m): momento en la junta del faldón al fondo toriesférico o a la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento. Su valor es el calculado para la posición 1 en el punto de *carga debida a presión del viento* del apartado 2.2.6.1.

- $R_{o \text{ faldón}}$ (m): radio exterior del faldón, coincidente con el radio exterior de la carcasa a la que va unida.
- S (Pa): valor de esfuerzo del material del faldón o de la columna, el que sea menor.
- E : eficiencia de la junta del faldón al fondo toriesférico o a la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento.

Si se sustituyen estas variables en la expresión anterior:

$$t_{\text{viento}} = \frac{209448.49 \text{ N}\cdot\text{m}}{\left(\frac{2.153 \text{ m}}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 1.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.1 \text{ mm}$$

Carga debida al peso de la torre

Tal y como hecho anteriormente con la carga por presión del viento, en primer lugar, antes de iniciar los cálculos, es fundamental conocer una serie de datos (no se repetirán los comunes al caso previo):

⇒ Densidad del material de la columna:

La densidad del acero inoxidable seleccionado para la columna Decano es:

$$\rho_{\text{acero}} = 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del aislante:

La densidad del aislante de fibra de vidrio es (tabla AII.2.28):

$$\rho_{\text{aisl}} = 48 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del líquido de operación (parafinas o agua de prueba):

En el caso rutinario de operación de la columna, se considerará aquella densidad que corresponde al líquido más denso de la columna, es decir, al procedente del acumulador de reflujo –menor temperatura- (dada la similitud entre las parafinas con las que se trabaja, ejerce una mayor influencia la temperatura que la composición sobre la densidad):

$$\rho_{\text{paraf operación}} = 557.13 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

En el caso particular de la prueba de presión a la que se tiene que someter la columna de destilación, la densidad del líquido de operación será la del fluido de prueba, esto es, agua a 10 °C:

$$\rho_{\text{agua operación}} = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

Centrándose ya explícitamente en el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso}), la fórmula que va a permitir su cálculo es la siguiente:

$$t_{\text{peso}} = \frac{W}{D_{\text{o faldón}} \cdot \pi \cdot S \cdot E} \quad [AII.2.115]$$

donde,

- W (N): peso de la torre arriba del faldón.
- $D_{\text{o faldón}}$ (m): diámetro exterior del faldón, coincidente con el diámetro exterior de la carcasa a la que va unida.
- S (Pa): valor de esfuerzo del material del faldón o de la columna, el que sea menor.
- E: eficiencia de la junta del faldón al fondo toriesférico o a la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento.

Por consiguiente, antes de aplicar la fórmula citada, será necesario determinar el peso total de la columna en operación, el cual vendrá dado por la suma del peso total del armado (W_{arm}) y el peso total del líquido de operación ($W_{\text{operación}}$):

$$W = W_{\text{arm}} + W_{\text{operación}} \quad [AII.2.116]$$

Peso total del armado

En primer lugar, se estimará el volumen de la estructura de acero principal, para, seguidamente, calcular su peso asociado; luego, se hará lo propio con el material aislante:

→ Peso estructura acero:

- Volumen del fondo Korbogen:

$$V_{f\ Kor}^{acero} = 0.13 \cdot (D_{o\ f\ Kor}^3 - D_{i\ f\ Kor}^3) \quad [AII.2.117]$$

⇓

$$V_{f\ Kor}^{acero} = 0.13 \cdot [(2.153\ m)^3 - (2.134\ m)^3] = 0.0341\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$V_{agot}^{*acero} = H_{agot} \cdot \pi \cdot \frac{(D_{o\ agot}^2 - D_{i\ agot}^2)}{4} \quad [AII.2.118]$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

⇓

$$V_{agot}^{acero} = 2.801\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(2.153\ m)^2 - (2.134\ m)^2]}{4} = 0.1796\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cónica:

$$V_{cono}^{acero} = 0.2618 \cdot H_{cono} \cdot [(D_{o\ agot}^2 + D_{o\ agot} \cdot D_{o\ rect} + D_{o\ rect}^2) - (D_{i\ agot}^2 + D_{i\ agot} \cdot D_{i\ rect} + D_{i\ rect}^2)] \quad [AII.2.119]$$

⇓

$$V_{cono}^{acero} = 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot [(2.153\ m)^2 + 2.153\ m \cdot 1.372\ m + (1.372\ m)^2] - 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot [(2.134\ m)^2 + 2.134\ m \cdot 1.353\ m + (1.353\ m)^2] = 0.0315\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$V_{rect}^{*acero} = H_{rect} \cdot \pi \cdot \frac{(D_{o\ rect}^2 - D_{i\ rect}^2)}{4} \quad [AII.2.120]$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

⇓

$$V_{rect}^{acero} = 13.201\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(1.372\ m)^2 - (1.353\ m)^2]}{4} = 0.5381\ m^3$$

- Volumen del fondo Klopper:

$$V_{f\ Klo}^{acero} = 0.1 \cdot (D_{o\ f\ Klo}^3 - D_{i\ f\ Klo}^3) \quad [AII.2.121]$$

⇓

$$V_{f\ Klo}^{acero} = 0.1 \cdot [(1.372\ m)^3 - (1.353\ m)^3] = 0.0106\ m^3$$

➤ Volumen de los platos:

$$V_p = V_{p \text{ agot}} + V_{p \text{ rect}} = N_{p \text{ agot}} \cdot e_p \cdot \left[\pi \cdot \left(\frac{T_{\text{agot}}^2}{4} \right) - A_{o \text{ agot}} \right] + N_{p \text{ rect}} \cdot e_p \cdot \left[\pi \cdot \left(\frac{T_{\text{rect}}^2}{4} \right) - A_{o \text{ rect}} \right] \quad [AII.2.122]$$

⇓

$$V_p = 4 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(2.134 \text{ m})^2}{4} - 0.3399 \text{ m}^2 \right] + 22 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(1.353 \text{ m})^2}{4} - 0.1293 \text{ m}^2 \right] = 0.0834 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la estructura de acero principal:

$$V_{\text{arm acero}} = V_{f \text{ Kor}}^{\text{acero}} + V_{\text{agot}}^{\text{acero}} + V_{\text{cono}}^{\text{acero}} + V_{\text{rect}}^{\text{acero}} + V_{f \text{ Klo}}^{\text{acero}} + V_p \quad [AII.2.123]$$

⇓

$$V_{\text{arm acero}} = 0.0341 \text{ m}^3 + 0.1796 \text{ m}^3 + 0.0315 \text{ m}^3 + 0.5381 \text{ m}^3 + 0.0106 \text{ m}^3 + 0.0834 \text{ m}^3 = 0.8773 \text{ m}^3$$

Por tanto, conocida la densidad del acero, es posible obtener, fácilmente, el peso total de la estructura de acero principal:

$$W_{\text{arm acero}} = g \cdot \rho_{\text{acero}} \cdot V_{\text{arm acero}} \quad [AII.2.124]$$

⇓

$$W_{\text{arm acero}} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 7750.37 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.8773 \text{ m}^3 = 66701.08 \text{ N}$$

Se seguirá un procedimiento idéntico para obtener el peso debido al material aislante:

→ Peso material aislante:

➤ Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Korbbojen:

$$V_{f \text{ Kor}}^{\text{aisl}} = 0.13 \cdot (D_{\text{aisl } f \text{ Kor}}^3 - D_{o \text{ f Kor}}^3) \quad [AII.2.125]$$

⇓

$$V_{f \text{ Kor}}^{\text{aisl}} = 0.13 \cdot [(2.483 \text{ m})^3 - (2.153 \text{ m})^3] = 0.6925 \text{ m}^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$V_{agot}^{* aisl} = H_{agot} \cdot \pi \cdot \frac{(D_{aisl\ agot}^2 - D_{o\ agot}^2)}{4} \quad [AII.2.126]$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

⇓

$$V_{agot}^{aisl} = 2.801\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(2.483\ m)^2 - (2.153\ m)^2]}{4} = 3.3651\ m^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cónica:

$$V_{cono}^{aisl} = 0.2618 \cdot H_{cono} \cdot \left[(D_{aisl\ agot}^2 + D_{aisl\ agot} \cdot D_{aisl\ rect} + D_{aisl\ rect}^2) - (D_{o\ agot}^2 + D_{o\ agot} \cdot D_{o\ rect} + D_{o\ rect}^2) \right] \quad [AII.2.127]$$

⇓

$$V_{cono}^{aisl} = 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot \left[(2.483\ m)^2 + 2.483\ m \cdot 1.702\ m + (1.702\ m)^2 \right] - 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot \left[(2.153\ m)^2 + 2.153\ m \cdot 1.372\ m + (1.372\ m)^2 \right] = 0.5994\ m^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$V_{rect}^{* aisl} = H_{rect} \cdot \pi \cdot \frac{(D_{aisl\ rect}^2 - D_{o\ rect}^2)}{4} \quad [AII.2.128]$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

⇓

$$V_{rect}^{aisl} = 13.201\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(1.702\ m)^2 - (1.372\ m)^2]}{4} = 10.5148\ m^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Klopper:

$$V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot (D_{aisl\ f\ Klo}^3 - D_{o\ f\ Klo}^3) \quad [AII.2.129]$$

⇓

$$V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot [(1.702\ m)^3 - (1.372\ m)^3] = 0.2347\ m^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la fibra de vidrio:

$$V_{arm\ aisl} = V_{f\ Kor}^{aisl} + V_{agot}^{aisl} + V_{cono}^{aisl} + V_{rect}^{aisl} + V_{f\ Klo}^{aisl} \quad [AII.2.130]$$

⇓

$$V_{arm\ aisl} = 0.6925\ m^3 + 3.3651\ m^3 + 0.5994\ m^3 + 10.5148\ m^3 + 0.2347\ m^3 = 15.4064\ m^3$$

Por tanto, conocida la densidad de la fibra de vidrio, es posible obtener, fácilmente, el peso total de este material en la columna:

$$W_{arm\ aisl} = g \cdot \rho_{aisl} \cdot V_{arm\ aisl} \quad [AII.2.131]$$

⇓

$$W_{arm\ aisl} = 9.81\ m/s^2 \cdot 48\ Kg/m^3 \cdot 15.4064\ m^3 = 7254.56\ N$$

Entonces, la suma de los contribuyentes principales al peso del armado da lugar a:

$$W'_{arm} = W_{arm\ acero} + W_{arm\ aisl} \quad [AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 66701.08\ N + 7254.56\ N = 73955.64\ N$$

Finalmente, para obtener el peso total real del armado, se le agregará a W'_{arm} un 25 %, porcentaje que cubre el peso de elementos tales como escaleras, plataformas, tuberías, soldaduras, etc., y los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación:

$$W_{arm} = 1.25 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.25 \cdot 73955.64 = 92444.55\ N$$

Peso total del líquido de operación

En primer lugar, se determinará el volumen que puede alojar la columna Decano:

- Volumen del fondo Korbbogen:

$$V_{f\ Kor} = 0.13 \cdot D_{i\ f\ Kor}^3 \quad [AII.2.133] \Rightarrow V_{f\ Kor} = 0.13 \cdot (2.134\ m)^3 = 1.2626\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$V_{agot}^* = H_{agot} \cdot \pi \cdot \frac{D_{i\ agot}^2}{4} \quad [AII.2.134] \Rightarrow V_{agot} = 2.801\ m \cdot \pi \cdot \frac{(2.134\ m)^2}{4} = 10.0145\ m^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

- Volumen de la carcasa cónica:

$$V_{cono} = 0.2618 \cdot H_{cono} \cdot (D_{i\ agot}^2 + D_{i\ agot} \cdot D_{i\ rect} + D_{i\ rect}^2) \quad [AII.2.135]$$

⇓

$$V_{cono} = 0.2618 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot [(2.134 \text{ m})^2 + 2.134 \text{ m} \cdot 1.353 \text{ m} + (1.353 \text{ m})^2] = 1.4557 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$V_{rect}^* = H_{rect} \cdot \pi \cdot \frac{D_{i\ rect}^2}{4} \quad [AII.2.136] \Rightarrow V_{rect} = 13.201 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{(1.353 \text{ m})^2}{4} = 18.9672 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 4 y 5.

- Volumen del fondo Klopper:

$$V_{f\ Klo} = 0.1 \cdot D_{i\ f\ Klo}^3 \quad [AII.2.137] \Rightarrow V_{f\ Klo} = 0.1 \cdot (1.353 \text{ m})^3 = 0.2474 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total interior de la columna Decano:

$$V_{col}^* = V_{f\ Kor} + V_{agot} + V_{cono} + V_{rect} + V_{f\ Klo} \quad [AII.2.138]$$

* No se le ha deducido el volumen de los platos, del vertedero y del faldón del vertedero al considerarlos insignificantes frente a los otros.

⇓

$$V_{col} = 1.2626 \text{ m}^3 + 10.0145 \text{ m}^3 + 1.4557 \text{ m}^3 + 18.9672 \text{ m}^3 + 0.2474 \text{ m}^3 = 31.9475 \text{ m}^3$$

Por tanto, conocida la densidad del líquido de operación (se considerará la del agua de prueba, ya que dará lugar a la situación más desfavorable –densidad notablemente superior a la de las parafinas–), es posible obtener, fácilmente, el peso del líquido de operación en la columna:

$$W_{operación} = g \cdot \rho_{agua\ operación} \cdot V_{col} \quad [AII.2.139]$$

⇓

$$W_{operación} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 31.9475 \text{ m}^3 = 313405.10 \text{ N}$$

Dado que ya se conoce el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, es posible determinar el peso total de la columna en operación a partir de la expresión [AII.2.116]:

$$W = 92444.55 \text{ N} + 313405.10 \text{ N} = 405849.65 \text{ N} *$$

* Justificación (innecesaria) del uso del faldón: $405849.65 \text{ N} (41371.01 \text{ kg}) > 147150 \text{ N} (15000 \text{ kg})$.

Y sustituyendo éste y otros valores en la expresión [AII.2.115], se obtiene el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso})

$$t_{\text{peso}} = \frac{405849.65 \text{ N}}{2.1527 \text{ m} \cdot \pi \cdot 89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 1.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.1 \text{ mm}$$

Así, el espesor requerido inicial del faldón de la torre, cuando éste se ve sometido a las cargas combinadas de viento y peso, será:

$$t_{\text{faldón}}^{\text{mín calc}} = t_{\text{viento}} + t_{\text{peso}} \quad [\text{AII.2.140}] \Rightarrow t_{\text{faldón}}^{\text{mín calc}} = 1.1 \text{ mm} + 1.1 \text{ mm} = 2.2 \text{ mm}$$

A partir de éste, se puede obtener el espesor definitivo del faldón de la columna Decano. Si se le adiciona al espesor previamente calculado el margen de espesor por corrosión, queda:

$$t_{\text{faldón}}^{\text{C}} = t_{\text{faldón}}^{\text{mín calc}} + C \quad [\text{AII.2.141}] \Rightarrow t_{\text{faldón}}^{\text{C}} = 2.2 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 4.7 \text{ mm} < t_{\text{mín}} = 7.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor del faldón el comercial inmediatamente superior a 7.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{\text{faldón}} = 7.9 \text{ mm}$$

2.2.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa

Como último aspecto del diseño mecánico, se tendrá que estudiar la necesidad de refuerzo (anillo atiesador) en la unión de transición de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento a la carcasa tronco-cónica y de ésta a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación, debido a que en estas zonas se inducen esfuerzos de discontinuidad como consecuencia de la flexión y el corte.

Antes de presentar el procedimiento de diseño, se ha creído conveniente mostrar el significado de la nomenclatura con la que se va a trabajar, debido a la amplia variedad de ésta:

- E: con los subíndices *cil*, *cono* o *ref*, eficiencia de las juntas soldadas en la envolvente cilíndrica, en la envolvente tronco-cónica o en el anillo atiesador, respectivamente; será coincidente en los tres casos, con un valor de $E = 0.8$.

- S (Pa): con los subíndices *cil*, *cono* o *ref*, esfuerzo máximo admisible de la envolvente cilíndrica, de la envolvente tronco-cónica o del anillo de refuerzo, respectivamente; será coincidente en los tres casos (material común, acero inoxidable), con un valor de $S = 117.21 MPa$.

- $R_{i \text{ agot}}$ (m): radio interior de la envolvente cilíndrica mayor (sección de agotamiento) o del extremo mayor de la envolvente tronco-cónica:

$$R_{i \text{ agot}} = \frac{D_{i \text{ agot}}}{2} \Rightarrow R_{i \text{ agot}} = \frac{2.134 \text{ m}}{2} = 1.067 \text{ m}$$

- $R_{i \text{ rect}}$ (m): radio interno de la envolvente cilíndrica menor (sección de rectificación) o del extremo menor de la envolvente tronco-cónica:

$$R_{i \text{ rect}} = \frac{D_{i \text{ rect}}}{2} \Rightarrow R_{i \text{ rect}} = \frac{1.353 \text{ m}}{2} = 0.676 \text{ m}$$

- $t^{\text{mín calc}}$ (m): mínimo espesor requerido de la envolvente cilíndrica en consideración sin margen por corrosión.

$$t^{\text{mín calc}} = 5.7 \text{ mm (agotamiento)} \text{ o } t^{\text{mín calc}} = 2.9 \text{ mm} + 0.6 \text{ mm} = 3.5 \text{ mm (rectificación)}$$

- t_{cil}^{sC} (m): espesor de la envolvente cilíndrica en consideración menos el margen por corrosión.

$$t_{cil}^{sC} = t_{col} - C \Rightarrow t_{cil}^{sC} = 9.5 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 7.0 \text{ mm}$$

- t_{cono}^{sC} (m): espesor de la envolvente tronco-cónica menos el margen por corrosión.

$$t_{cono}^{sC} = t_{col} - C \Rightarrow t_{cono}^{sC} = 9.5 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 7.0 \text{ mm}$$

- α (°): la mitad del ángulo de la sección tronco-cónica.

- Δ (°): ángulo tomado de la tabla A o B, según el caso.

-m: el menor valor entre $\left[\frac{t_{cil}^{sC}}{t^{\text{mín calc}}} \cdot \cos(\alpha - \Delta) \right]$ [AII.2.142] y $\left[\frac{t_{cil} \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha - \Delta)}{t^{\text{mín calc}}} \right]$

[AII.2.143].

- t_e (m): el menor valor entre $\left[(t_{cil}^{sC} - t^{\text{mín calc}}) \right]$ [AII.2.144] y $\left[t_{cil}^{sC} - \left(\frac{t^{\text{mín calc}}}{\cos \alpha} \right) \right]$

[AII.2.145]

- x: factor, definido como:

$$x = S \cdot E \Rightarrow x = 117.21 \text{ MPa} \cdot 0.8 = 93.77 \text{ MPa}$$

En primer lugar, se aplicará el método que determina si es o no necesaria la aportación de un refuerzo y, en caso positivo, se calcularán las dimensiones de éste en la unión carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento-carcasa troncocónica; posteriormente, se hará lo propio con la unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. Los pasos a seguir son los siguientes (Megyesy, 2001):

Unión carcasa cilíndrica (agotamiento)-carcasa troncocónica

1. Calcular el cociente $\frac{P_D}{x}$ y, en función de su valor y del apartado “A” de la siguiente tabla, estimar Δ :

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.25 \cdot 10^{-3}$$

TABLA A - VALORES DE Δ PARA UNIONES EN EL EXTREMO GRANDE									
P/x	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009*
Δ , grados	11	15	18	21	23	25	27	28.5	30
TABLA B - VALORES DE Δ PARA UNIONES EN EL EXTREMO PEQUEÑO									
P/x		0.002	0.005	0.010	0.020	0.040	0.080	0.100	0.125*
Δ , grados		4	6	9	12.5	17.5	24	27	30
* $\Delta = 30$ grados para un valor mayor de P/x									

TABLA AII.2.31: Valores de Δ para uniones

$$\Delta \approx 21.5^\circ < \alpha = 33.1^\circ$$

En principio, el hecho de que Δ sea menor que α indica que se requiere un refuerzo.

2. Determinar el área de la sección transversal requerida en el anillo de compresión (A_{ref}) a partir de la diferencia entre el área total necesaria (A) y el área excedente de la envolvente (A_e):

$$\bullet A = \frac{P_D \cdot R_{i\ agot}^2}{2 \cdot x} \cdot \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \cdot \tan \alpha \quad [AII.2.146] \Rightarrow A = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot (1.067 \text{ m})^2}{2 \cdot 93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \left(1 - \frac{21.5^\circ}{33.1^\circ}\right) \cdot \tan 33.1^\circ = 5.51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\bullet A_e = 4 \cdot t_e \cdot \sqrt{R_{i \text{ agot}} \cdot t_{cil}^{sC}} \quad [AII.2.147] \Rightarrow A_e = 4 \cdot (0.20 \text{ mm} / 1000) \cdot \sqrt{1.067 \text{ m} \cdot (7.0 \text{ mm} / 1000)} = 0.71 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\left. \begin{aligned} [AII.2.144] \Rightarrow t_e &= (7.0 \text{ mm} - 5.7 \text{ mm}) = 1.3 \text{ mm} \\ [AII.2.145] \Rightarrow t_e &= 7.0 \text{ mm} - \frac{5.7 \text{ mm}}{\cos 33.1^\circ} = 0.2 \text{ mm} \end{aligned} \right\} t_e = 0.2 \text{ mm}$$

$$\bullet A_{ref} = A - A_e \quad [AII.2.148] \Rightarrow A_{ref} = 5.51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 - 0.71 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 4.80 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por tanto, el área de sección transversal requerida en el anillo atiesador es de $4.80 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 480 \text{ mm}^2$. Si se usa una barra de 9.5 mm de espesor, el ancho del anillo es: $480 \text{ mm}^2 / 9.5 \text{ mm} = 50.4 \text{ mm}$.

Con respecto a la ubicación del anillo, hay dos limitaciones:

- Distancia máxima a la unión:

$$\sqrt{R_{i \text{ agot}} \cdot t_{cil}^{sC}} = \sqrt{1.067 \text{ m} \cdot 7.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 86.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 86.3 \text{ mm}$$

- Distancia máxima del centro de gravedad a la unión:

$$0.5 \cdot \sqrt{R_{i \text{ agot}} \cdot t_{cil}^{sC}} = 0.5 \cdot 86.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 43.2 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 43.2 \text{ mm}$$

Según esto, y teniendo en cuenta que la mitad de la anchura de la barra es 25.2 mm, la distancia desde el centro de gravedad a la unión debe estar comprendida entre este valor y 43.2 mm. Se supondrá una distancia de 28 mm, de manera que el anillo esté mínimamente separado de la boca de hombre que se colocará entre los platos 3 y 4.

Unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica (rectificación)

1.

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.25 \cdot 10^{-3} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.31 (B)}} \Delta \approx 5.5^\circ < \alpha = 33.1^\circ$$

En principio, el hecho de que Δ sea menor que α indica que se requiere un refuerzo.

2.

$$\bullet A = \frac{P_D \cdot R_{i \text{ rect}}^2}{2 \cdot x} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan \alpha \quad [AII.2.149] \Rightarrow A = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot (0.676 \text{ m})^2}{2.93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \left(1 - \frac{5.5^\circ}{33.1^\circ}\right) \cdot \tan 33.1^\circ = 5.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\bullet A_e = m \cdot \sqrt{R_{i \text{ rect}} \cdot t} \cdot \left[\left(t_{\text{cono}} - \frac{t}{\cos \alpha} \right) + (t_{\text{cil}} - t) \right] \quad [AII.2.150] \Rightarrow A_e = 1.47 \cdot \sqrt{0.676 \text{ m} \cdot (3.5 \text{ mm} / 1000)} \cdot \left[\left(\frac{7.0 \text{ mm}}{1000} - \frac{3.5 \text{ mm} / 1000}{\cos 33.1^\circ} \right) + \frac{(7.0 \text{ mm} - 3.5 \text{ mm})}{1000} \right] = 4.49 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} [AII.2.142] \Rightarrow m = \frac{7.0 \text{ mm}}{3.5 \text{ mm}} \cdot \cos(33.1^\circ - 5.5^\circ) = 1.76 \\ [AII.2.143] \Rightarrow m = \frac{7.0 \text{ mm} \cdot \cos(33.1^\circ) \cdot \cos(33.1^\circ - 5.5^\circ)}{3.5 \text{ mm}} = 1.47 \end{array} \right\} m = 1.47$$

$$\bullet [AII.148] \Rightarrow A_{\text{ref}} = 5.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 - 4.49 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.79 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por tanto, el área de sección transversal requerida en el anillo atiesador es de $0.79 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 79 \text{ mm}^2$, es decir, muy pequeña, lo cual es lógico debido a que en la carcasa cilíndrica de rectificación hay un exceso de espesor que reduce la función del anillo. Si se usa una barra de 2.4 mm de espesor, el ancho del anillo es: $79 \text{ mm}^2 / 2.4 \text{ mm} = 33.1 \text{ mm}$.

De la misma manera que ocurría con el anillo inferior, existen dos limitaciones a la hora de ubicar el anillo en cuestión:

- Distancia máxima a la unión:

$$\sqrt{R_{i \text{ rect}} \cdot t_{\text{cil}}^{sC}} = \sqrt{0.676 \text{ m} \cdot 7.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 68.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 68.7 \text{ mm}$$

- Distancia máxima del centro de gravedad a la unión:

$$0.5 \cdot \sqrt{R_{i \text{ agot}} \cdot t_{\text{cil}}^{sC}} = 0.5 \cdot 68.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 34.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 34.4 \text{ mm}$$

Según esto, y teniendo en cuenta que la mitad de la anchura de la barra es 16.6 mm, la distancia desde el centro de gravedad a la unión debe estar comprendida entre este valor y 34.4 mm. Se supondrá una distancia de 25 mm, intermedia entre ambas.

2.2.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna

Prueba de presión

La prueba de presión consistirá en una prueba hidrostática, siendo el fluido de prueba agua a temperatura ambiente. La presión de prueba hidrostática (P_p) será:

$$P_p \geq 1.25 \cdot P_D \cdot \frac{S_p}{S} \quad [AII.2.151]$$

siendo S_p y S las tensiones máximas admisibles a la temperatura ambiente (ver tabla AII.2.21) y a la temperatura de diseño, respectivamente. Si se reemplazan las variables por sus valores:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{20000 \text{ psi}}{17000 \text{ psi}} = 5.98 \text{ Kg/cm}^2 = 5.79 \text{ atm} = 586445.59 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 600000 Pa.

El Reglamento de Aparatos a Presión establece que, durante esta prueba de presión, no se sobrepasará el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana, esto es, para los esfuerzos generados por la presión contenida (presión interna). Por consiguiente, se comprobará que esto es así: de la expresión [AII.2.89], la cual determina el espesor requerido por presión interna para esfuerzos circunferenciales (mayores esfuerzos) en la envolvente tronco-cónica (caso más desfavorable), se despejará la tensión a la que se ve sometido el material, adaptando las variables a la situación estudiada:

$$S \cdot E = \frac{P_p \cdot (D_i + 1.2 \cdot t_{col} \cdot \cos \alpha)}{2 \cdot t_{col} \cdot \cos \alpha}$$

Si se sustituyen las variables por sus valores en dicha expresión, se tiene:

$$S \cdot E = \frac{600000 \text{ Pa} \cdot (2.134 \text{ m} + 1.2 \cdot 0.0095 \text{ m} \cdot \cos 33.1^\circ)}{2 \cdot 0.0095 \text{ m} \cdot \cos 33.1^\circ} = 80.54 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.21 se puede comprobar que el límite elástico del acero inoxidable SA-240 Gr. 316 es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 80.54 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría de la columna

Para concretar diferentes aspectos relacionados con las inspecciones y pruebas (tipos, periodicidad, organismos encargados de éstas, etc.) es necesario establecer, previamente, la categoría a la que pertenece el equipo en cuestión, que, en este caso, es una columna de destilación. Esta categoría vendrá determinada por la combinación de los grupos de potencial de riesgos y los de las características de los fluidos de operación (RAP):

⇒ Potencial de riesgo (PR):

Los aparatos a presión se clasificarán en los cinco siguientes grupos, según su potencial de riesgo, definido como el producto de la presión de diseño (P_D) en Kg/cm^2 por volumen (V) en m^3 :

Grupo	Potencial de riesgo
1	Mayor o igual a 1.000
2	Mayor o igual a 300 y menor de 1.000
3	Mayor o igual a 25 y menor de 300
4	Mayor o igual a 10 y menor de 25
5	Menor de 10

TABLA AII.2.32: Clasificación de equipos a presión en función del potencial de riesgo

En el caso de la columna Decano, se ha determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 31.9475 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$PR = P_D \cdot V \text{ [AII.2.152]} \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg}/\text{cm}^2 \cdot 31.95 \text{ m}^3 = 129.91 \text{ Kg}/\text{cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra a la columna Decano en el grupo 3.

⇒ Características de los fluidos:

Según las características de los fluidos con los que operen, los aparatos a presión se clasifican en los cuatro siguientes grupos:

Grupo	Características del fluido
A	Fluidos inflamables en forma de vapores, líquidos, gases y sus mezclas, a temperatura igual o superior a 200° C; gases y líquidos de elevada toxicidad e hidrógeno a cualquier temperatura.
B	Fluidos inflamables en forma de vapores, líquidos o gases y sus mezclas, a temperatura inferior a 200° C; gases y líquidos tóxicos, ácidos o cáusticos, a cualquier temperatura.
C	Vapor de agua, siempre que sus corrientes estén integradas por este vapor como tal fase gaseosa; gases inertes, inocuos y aire.
D	Agua a temperatura igual o superior a 85° C.

TABLA AII.2.33: Clasificación de equipos a presión en función de las características del fluido

Como se ha podido comprobar, la columna Decano trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura comprendida, aproximadamente, entre 204.0 °C y 243.2 °C. Por ello, la columna Decano pertenece al grupo A.

Finalmente, a partir de estos dos criterios, los aparatos a presión se clasifican en las cinco categorías que se indican a continuación:

Potencial de riesgo	Características del fluido			
	A	B	C	D
1	1A Categoría I	1B Categoría I	1C Categoría I	1D Categoría II
2	2A Categoría I	2B Categoría II	2C Categoría II	2D Categoría III
3	3A Categoría II	3B Categoría III	3C Categoría III	3D Categoría IV
4	4A Categoría III	4B Categoría IV	4C Categoría IV	4D Categoría V
5	5A Categoría IV	5B Categoría V	5C Categoría V	5D Categoría V

TABLA AII.2.34: Categoría de los equipos a presión

Así, los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenece la columna Decano.

2.3. Columnas Tridecano

2.3.1. Balances de materia

En este apartado se mostrarán los balances aplicados para la determinación de la composición y caudal de las corrientes de entrada y salida de una de las columnas Tridecano (ambas son idénticas), esto es, alimentación, destilado y residuo.

Los datos de partida son el caudal molar de la alimentación, cuyo valor es de 3422.53 kmol/día (coincidente con la mitad del caudal de residuo de la columna Decano, ya que ésta abastece a las dos columnas Tridecano, que operan en paralelo) y la composición molar de la alimentación (coincidente con la del residuo de la columna Decano). Por tanto, teniendo en cuenta ello y calculando el caudal molar asociado a cada componente a través de [AII.2.7], se determina la siguiente tabla:

Datos de partida		
ALIMENTACIÓN		
Componentes	x_{Fi}	F_i (kmol/día)
n-C10	0,093	319.59
n-C11	0,264	902.29
n-C12	0,269	921.61
n-C13	0,221	756.91
n-C14	0,122	417.00
n-C15	0,026	87.61
n-C16	0,005	17.52
Total	1,000	3422.53

TABLA AII.2.35: Caudales y fracciones molares de los componentes de la alimentación a las columnas Tridecano

Junto con estos datos, será necesario el conocimiento de las especificaciones para caracterizar las corrientes de destilado y residuo de la columna Tridecano. La especificación principal es obtener un producto destilado de gran caudal definido por una proporción molar entre n-C11: n-C11: n-C12: n-C13 de, aproximadamente, 1:3:3:2.5. Para obtener esta premisa se han formulado dos “requisitos”, a saber: las parafinas del rango C-10 a C-12 salen en su totalidad por cabeza, junto con el 99.5 % del componente C-13 en la alimentación (y una mínima cantidad de C-14); y las parafinas C-15 y C-16 salen en su totalidad por colas, junto con el 99.0 % del

componente C-14 en la alimentación (y una mínima cantidad de C-13). Por consiguiente:

- $D_{10} = F_{10} \Rightarrow D_{10} = 319.59 \text{ kmol / día}$
 - $D_{11} = F_{11} \Rightarrow D_{11} = 902.29 \text{ kmol / día}$
 - $D_{12} = F_{12} \Rightarrow D_{12} = 921.61 \text{ kmol / día}$
- $$\left. \begin{array}{l} \bullet D_{10} = F_{10} \Rightarrow D_{10} = 319.59 \text{ kmol / día} \\ \bullet D_{11} = F_{11} \Rightarrow D_{11} = 902.29 \text{ kmol / día} \\ \bullet D_{12} = F_{12} \Rightarrow D_{12} = 921.61 \text{ kmol / día} \end{array} \right\} \begin{array}{l} x_{w10} = x_{w11} = x_{w12} = 0.000 \Rightarrow \\ \Rightarrow W_{10} = W_{11} = W_{12} = 0.00 \text{ kmol / día} \end{array}$$
-
- $W_{15} = F_{15} \Rightarrow W_{15} = 87.61 \text{ kmol / día}$
 - $W_{16} = F_{16} \Rightarrow W_{16} = 17.52 \text{ kmol / día}$
- $$\left. \begin{array}{l} \bullet W_{15} = F_{15} \Rightarrow W_{15} = 87.61 \text{ kmol / día} \\ \bullet W_{16} = F_{16} \Rightarrow W_{16} = 17.52 \text{ kmol / día} \end{array} \right\} \begin{array}{l} x_{D15} = x_{D16} = 0.000 \Rightarrow D_{15} = D_{16} = 0.00 \text{ kmol / día} \end{array}$$
-
- $D_{13} = 0.995 \cdot F_{13} = 753.13 \text{ kmol / día} \Rightarrow W_{13} = 0.005 \cdot F_{13} = 3.78 \text{ kmol / día}$
 - $W_{14} = 0.99 \cdot F_{14} = 412.83 \text{ kmol / día} \Rightarrow D_{14} = 0.01 \cdot F_{14} = 4.17 \text{ kmol / día}$
 - $\sum D_i = D = 2900.78 \text{ kmol / día}$
 - $[AII.2.4] \Rightarrow W = 3422.53 \text{ kmol / día} - 2900.78 \text{ kmol/día} = 521.74 \text{ kmol / día}$
 - $x_{wi} = \frac{W_i}{W}, x_{Di} = \frac{D_i}{D}$

Los datos calculados arriba junto con la aplicación de las ecuaciones mostradas, llevan a los siguientes resultados, los cuales caracterizan las corrientes de destilado y residuo de la columna Tridecano:

Componentes	DESTILADO		RESIDUO	
	x_{Di}	D_i (kmol/día)	x_{wi}	W_i (kmol/día)
n-C10	0.110	319.59	0.000	0.00
n-C11	0.311	902.29	0.000	0.00
n-C12	0.318	921.61	0.000	0.00
n-C13	0.260	753.13	0.007	3.78
n-C14	0.001	4.17	0.791	412.83
n-C15	0.000	0.00	0.168	87.61

n-C16	0.000	0.00	0.034	17.52
Total	1.000	2900.78	1.000	521.74

TABLA AII.2.36: Caudales y fracciones molares de los componentes del destilado y residuo de las columnas tridecano

Si se desea expresar estos datos y los referentes a la alimentación en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, extrapolando y aplicando las ecuaciones [AII.2.8] y [AII.2.9] al caso que ocupa, y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 171.81 g/mol para la alimentación, 166.57 g/mol para el destilado y 201.59 g/mol para el residuo, se llega a:

- [AII.2.8] $\Rightarrow F_{m\acute{a}sico} = \frac{F \cdot PM_m}{1000} = 588.35 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} F_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Fi} \cdot F_{m\acute{a}sico}$
- [AII.2.8] $\Rightarrow D_{m\acute{a}sico} = \frac{D \cdot PM_m}{1000} = 483.17 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} D_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Di} \cdot D'$
- [AII.2.8] $\Rightarrow W_{m\acute{a}sico} = \frac{W \cdot PM_m}{1000} = 105.18 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Wi} \cdot W_{m\acute{a}sico}$

Ahora sí, se está en disposición de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades másicas:

Componentes	ALIMENTACIÓN		DESTILADO		RESIDUO	
	X_{Fi}	$F_{m\acute{a}sico\ i}$ (Ton/día)	X_{Di}	$D_{m\acute{a}sico\ i}$ (Ton/día)	X_{Wi}	$W_{m\acute{a}sico\ i}$ (Ton/día)
n-C10	0.077	45.47	0.094	45.47	0.000	0.00
n-C11	0.240	141.04	0.292	141.04	0.000	0.00
n-C12	0.267	156.99	0.325	156.99	0.000	0.00
n-C13	0.237	139.55	0.287	138.85	0.007	0.70
n-C14	0.141	82.73	0.002	0.83	0.779	81.90
n-C15	0.032	18.61	0.000	0.00	0.177	18.61
n-C16	0.007	3.97	0.000	0.00	0.038	3.97
Total	1.000	588.35	1.000	483.17	1.000	105.18

TABLA AII.2.37: Caudales y fracciones másicas de los componentes de la alimentación, del destilado y residuo de las columnas Tridecano

2.3.2. Presión de operación y tipo de condensador. Cálculo de la temperatura de burbuja

La determinación de la presión de operación de la columna y el tipo de condensador se establecerán aplicando directamente el algoritmo expuesto en el apartado 2.2.2 (Fig. AII.2.1):

Sabiendo que el componente más volátil del destilado es el decano y que éste presenta una temperatura de ebullición a presión atmosférica de 174.15 °C, lógicamente su presión de vapor a 49 °C será notablemente inferior a 1 atm y, sin duda, a 215 psi (14.5 atm). Esto indica que se utilizará un condensador total. Ya que se ha obtenido un valor de P_D menor a 30 psi, el algoritmo aconseja reponerla, en principio, a 30 psi. Dicha presión será la finalmente considerada si la temperatura del punto de burbuja del producto de colas a la presión del calderín (P_B) es inferior a la temperatura de descomposición o crítica de dicha corriente de residuo. Como ya se comentó en el apartado 2.2.2, P_B se podría haber calculado a partir de P_D ; sin embargo, con el fin de facilitar relativamente los cálculos, se supondrá en todo momento una presión promedio para cualquier punto de la columna. Según esto, se pasará a calcular la temperatura de burbuja del residuo líquido a la presión de 2 atm; aplicando el procedimiento expuesto en el apartado 2.2.2 para el cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente (Fig. AII.2.2), se llega a los siguientes resultados:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,W} (°C)	289.8

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{wi}	y_{wi}
n-C10	10	0,605	4,029	0,000	0,000
n-C11	11	0,461	2,889	0,000	0,000
n-C12	12	0,316	2,071	0,000	0,000
n-C13	13	0,172	1,485	0,007	0,011
n-C14	14	0,027	1,065	0,791	0,843
n-C15	15	-0,117	0,764	0,168	0,128
n-C16	16	-0,262	0,548	0,034	0,018
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.38: Cálculos para determinar el punto de burbuja del residuo de las columnas Tridecano

Teniendo en cuenta que el punto de burbuja del producto de colas (289.8 °C) es claramente inferior a la temperatura crítica del componente más volátil de dicho producto (tridecano, $T_c = 402.0$ °C), y que la mezcla no sufre ningún tipo de descomposición a tales temperaturas, se puede concluir que la presión promedio de la columna Tridecano será de 2 atm.

P_{columna Tridecano} (atm)	2
--	---

2.3.3. Determinación del número de etapas teóricas

En primer lugar, se expondrán los cálculos del método de FUG, que proporcionará, en primera instancia, la relación de reflujo (necesaria para la aplicación del segundo método), y permitirá corroborar en cierta medida los resultados obtenidos por el método de etapa a etapa, cuyos cálculos se presentarán con posterioridad.

2.3.3.1. Método de FUG

Tal y como se ha explicado con detalle, el método de FUG parte de la especificación de separación de los componentes clave y no clave. Realmente, de manera implícita, ya se ha seleccionado tanto los componentes clave como no clave del sistema de la torre Tridecano, debido a que su especificación (y la de distribución entre el destilado y el residuo) resulta imprescindible para el establecimiento del balance de materia, el cual ha sido previamente expuesto. Según las definiciones realizadas con respecto a los componentes claves ligero y pesado, etc., y teniendo en cuenta los balances de materia del apartado 2.3.1, la identificación de los distintos componentes de la columna de destilación Tridecano es la siguiente:

LNK: C-10, C-11 y C-12

LK: C-13

HK: C-14

HNK: C-15 y C-16

Una vez especificadas las escisiones de los dos componentes clave y la de los componentes no clave, la siguiente etapa es la determinación de la presión de columna y del tipo de condensador, lo cual fue realizado en el apartado 2.3.2. Ya que no se aplicará

flash a la alimentación (tendría sentido si la columna trabajase a vacío), las etapas posteriores del procedimiento son las que dan nombre al método, concluyendo éste con la determinación de la localización de la etapa de alimentación (el cálculo de los servicios del condensador y del ebullidor se realizará en los apartados correspondientes a estos equipos). Se analizarán con detalle cada una de estas etapas:

Número mínimo de etapas de equilibrio (Ecuación de Fenske)

Para determinar el número mínimo de etapas de equilibrio (N_{\min}) necesarias para alcanzar la separación deseada de los dos componentes clave (tridecano y tetradecano) de la mezcla multicomponente, se empleará la ecuación de Fenske [AII.2.11] e, indirectamente, la expresión [AII.2.12]:

La única variable de la que no se dispone para afrontar el cálculo de N_{\min} es la temperatura de burbuja de la corriente de destilado, siendo su valor necesario para la estimación de la volatilidad relativa de la zona de cabeza. Aplicando el procedimiento ya extensamente conocido para el cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente, se obtiene para el caso en cuestión:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,D} (°C)	237.6

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{Di}	y_{Di}
n-C10	10	0,273	1,875	0,110	0,207
n-C11	11	0,095	1,245	0,311	0,387
n-C12	12	-0,082	0,827	0,318	0,263
n-C13	13	-0,260	0,550	0,260	0,143
n-C14	14	-0,438	0,365	0,001	0,001
n-C15	15	-0,615	0,242	0,000	0,000
n-C16	16	-0,793	0,161	0,000	0,000
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.39: Cálculos para determinar el punto de burbuja del destilado de las columnas Tridecano

A continuación, se calculará, a partir de la expresión [AII.2.12], la volatilidad relativa media α_m ; para ello, son determinadas previamente las volatilidades relativas α_D y α_W mediante las relaciones:

$$\alpha_{D13/14} = \left(\frac{K_{13}}{K_{14}} \right)_D \text{ y } \alpha_{W13/14} = \left(\frac{K_{13}}{K_{14}} \right)_W ,$$

cuyos valores de K_i son los mostrados en las tablas AII.2.38 y AII.2.39, respectivamente, correspondientes al tridecano y tetradecano.

LK/HK	$\alpha_{D13/14}$	$\alpha_{W13/14}$	α_m
C-13/C-14	1.505	1.395	1.449

TABLA AII.2.40: Volatilidades relativas entre los componentes clave de las columnas Tridecano

Finalmente, una vez se tiene el valor de α_m , se estimará el número de platos mínimo aplicando la ecuación de Fenske:

$$N_{\min} = \frac{\log \left(\frac{0.260 \cdot 0.791}{0.001 \cdot 0.007} \right)}{\log 1.449} = 26.7$$

Distribución de los componentes no clave a reflujo total (etapa de verificación)

Una vez que se ha determinado el número de platos mínimos de la columna, se calculará la fracción molar de cada componente no clave en cabeza y cola de la columna (con el fin de comprobar su coincidencia con la proporcionada por el balance preliminar de materia que ha servido para iniciar los cálculos), a través de la de un componente de referencia “r” (el elegido comúnmente es el componente clave pesado, que, en este caso, resulta ser el tetradecano) y la composición de la alimentación. Para ello, se utilizarán las expresiones [AII.2.13] y [AII.2.14] e, indirectamente, [AII.2.15].

A continuación, se ilustra una tabla que recopila los resultados obtenidos. Se puede comprobar la concordancia total entre estas composiciones y las obtenidas mediante el balance de materia; este hecho indica que la distribución de componentes planteada en todo momento ha sido idónea:

i/r	$\alpha_{Di/r}$	$\alpha_{Wi/r}$	α_m	x_{Di}	x_{Wi}
C-10/C-14	5,137	3,783	4,408	0,110	0,000
C-11/C-14	3,412	2,713	3,042	0,311	0,000
C-12/C-14	2,267	1,945	2,100	0,318	0,000
C-15/C-14	0,664	0,717	0,690	0,000	0,168
C-16/C-14	0,441	0,514	0,476	0,000	0,034

TABLA AII.2.41: Volatilidades relativas entre el componente de referencia y los componentes no clave de las columnas Tridecano

Como se ha anticipado, la determinación de las volatilidades de cabeza y colas se lleva a cabo mediante las expresiones:

$$\alpha_{Di/14} = \left(\frac{K_i}{K_{14}} \right)_D \text{ y } \alpha_{Wi/14} = \left(\frac{K_i}{K_{14}} \right)_W,$$

siendo los valores de K_i los reflejados en las tablas AII.2.38 y AII.2.39, respectivamente, correspondientes al tetradecano y al componente “i” en consideración. A partir de la fórmula [AII.2.15], se calcula la volatilidad relativa media, y, finalmente, se hace lo propio, mediante las expresiones [AII.2.13] y [AII.2.14], con los valores de x_{Di} y x_{Wi} . Para esta última determinación es necesario disponer de los caudales molares de la alimentación, destilado y residuo, que fueron expuestos en el apartado 2.3.1 referente a balances de materia, y del número mínimo de etapas (con sus decimales) proporcionado por la ecuación de Fenske.

Reflujo mínimo (Ecuación de Underwood)

Dado que el sistema proyectado es de clase 2, esto es, uno o más de los componentes de la alimentación solamente aparecen en uno de los productos, se ha visto en este mismo punto del apartado 2.2.3.1 que Underwood desarrolla un método aproximado pero suficientemente exacto para determinar la relación de reflujo mínima. Este procedimiento viene cuantificado por las ecuaciones [AII.2.16] y [AII.2.17] (han de ser resueltas consecutivamente), siendo el componente de referencia el tetradecano y la condición de alimentación 1 (ya que procede del calderín de la columna Decano, su estado es de líquido saturado).

En primer lugar, se resolverá la ecuación [AII.2.16], de manera iterativa, sabiendo que hay que obtener una raíz del parámetro θ que cumpla la condición de $\alpha_{LK/HK} > \theta > 1$. Ya que la condición de alimentación toma el valor de la unidad, la ecuación [AII.2.16] queda como:

$$\sum \frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta} = 0$$

Teniendo en cuenta los valores de $(\alpha_{i/r})_{\infty}$, coincidentes con los de α_m de las tablas AII.2.40 y AII.2.41, y la fracción molar de cada componente en la alimentación (tabla AII.2.35), la resolución mediante Solver proporciona:

θ	1.066
----------------------------	-------

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-10/C-14	0,123
C-11/C-14	0,406
C-12/C-14	0,547
C-13/C-14	0,836
C-14/C-14	-1,860*
C-15/C-14	-0,047
C-16/C-14	-0,004
Total	0,000

* $(\alpha_{14/14})_{\infty}$ es igual a la unidad.

Se comprueba que el valor de 1.066 obtenido para θ cumple la condición de estar comprendido entre $\alpha_{LK/HK}$ y 1, es decir, entre 1.449 y 1. Ahora sí, se está en disposición de calcular la relación de relujo externa mínima mediante la expresión [AII.2.17]:

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Di}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-10/C-11	0,145
C-11/C-11	0,479
C-12/C-11	0,645

C-13/C-11	0,981
C-14/C-11	-0,022
C-15/C-11	0,000
C-16/C-11	0,000
Total	2,228



$$R_{\text{mín ext}}=1.228$$

Relación de Reflujo real y Número de etapas de equilibrio (Estudios de Gilliland y ecuación de Molokanov)

El número de pisos necesario para separar la mezcla en el grado especificado depende de la razón de reflujo, que debe elegirse de forma que el coste total de la operación de destilación (costes fijos + costes de producción) sea lo menor posible. Como ya se citó en este mismo punto del apartado 2.2.3.1, dada la complejidad de realizar un análisis económico exhaustivo, se ha decidido fijar dicha razón de reflujo a partir del cociente $R/R_{\text{mín}}$, el cual se establece, según determinadas recomendaciones (McCormick y Roche, 1997), en función del método de condensación del vapor de cabeza. Al tener lugar la condensación total de la corriente superior de la columna Tridecano en un aerorrefrigerante, se recomienda que el cociente $R/R_{\text{mín}}$ esté comprendido entre 1.4 y 1.5 (ver tabla AII.2.9). Se tomará, pues, un valor intermedio:

$$\frac{R}{R_{\text{mín}}} = 1.45 \rightarrow R_{\text{ext}} = 1.45 \cdot R_{\text{ext mín}} = 1.781$$

Con respecto al número de etapas de equilibrio, se empleará la correlación resultante de los estudios de Gilliland. Tal correlación se ilustra en la figura AII.2.4, siendo válido su uso en los siguientes intervalos de condiciones (entre paréntesis las propias de la columna Tridecano):

- 1) Número de componentes: 4-11(\Rightarrow 7)
- 2) Condición de alimentación (ϕ): 0.28-1.42 (\Rightarrow 1)
- 3) Presión de la columna: vacío-600 psia (\Rightarrow 30 psi)
- 4) Volatilidad relativa: 1.1-4.05 (\Rightarrow 1.449 entre los componentes clave)
- 5) Reflujo externo mínimo: 0.53-9.09 (\Rightarrow 1.228)

6) Número mínimo de etapas: 3.4-60.3 ($\Rightarrow 26.7$)

Se verifica, así, la adecuación total de esta gráfica al sistema en cuestión. No obstante, se hará el cálculo del número de platos (N) analíticamente a partir de la ecuación [AII.2.22] (dependiente de [AII.2.23]), que representa la línea que pasa por los datos de la citada gráfica. Si se sustituye en primer lugar en la ecuación [AII.2.22] y luego en [AII.2.23], se llega a:

$$X = \frac{1.781 - 1.228}{1 + 1.781} = 0.199 \Rightarrow \frac{N - N_{\min}}{N + 1} = 0.462 \Rightarrow N = 50.4 \approx 51$$

Por tanto, resulta un total de 51 etapas de equilibrios, lo cual da lugar a un calderín y a 50 platos teóricos o de equilibrios ideales:

$$\boxed{\text{Número de platos teóricos}_{FUG} : 50}$$

Localización del plato de alimentación (Ecuación de Kirkbride)

Una vez conocido el número de platos teóricos, es conveniente determinar la localización del plato de alimentación o, lo que es equivalente, la distribución de los platos entre las zonas de enriquecimiento y de agotamiento. Para ello, se hará uso de la expresión [AII.2.24], que proporciona una aproximación razonablemente buena de la localización de la etapa óptima de alimentación; sustituyendo en la misma los datos necesarios expuestos en apartados previos, se obtiene:

$$\frac{N_R}{N_A} = \left[\left(\frac{x_{F14}}{x_{F13}} \right) \left(\frac{x_{W13}}{x_{D14}} \right)^2 \cdot \left(\frac{W}{D} \right) \right]^{0.206} = \left[\left(\frac{0.122}{0.221} \right) \left(\frac{0.007}{0.001} \right)^2 \cdot \left(\frac{521.74}{2900.78} \right) \right]^{0.206} = 1.21$$

$$\Downarrow N_R + N_A = 50$$

$$N_A = 22.6 \approx 23$$

$$N_R = 27.4 \approx 27$$

Según los resultados, se puede concluir que la alimentación se introduce entre los platos 23 y 24, sobre el primero de ellos.

2.3.3.2. Método de etapa a etapa

Con este método de cálculo riguroso se resolverán (básicamente, se determinará el número de etapas ideales) las columnas de destilación multicomponentes que constituyen la planta proyectada.

A pesar de este grado de rigurosidad, se ha realizado una simplificación importante que facilita enormemente los cálculos: la constancia de los caudales molares totales del líquido y del vapor en cada sección de la columna. Tal y como se dedujo matemáticamente en el apartado 2.2.3.2, esta suposición está debidamente justificada para unas determinadas condiciones, las cuales se cumplen en las columna Tridecano ya que ésta: está adecuadamente aislada (operación adiabática), experimenta un incremento de temperatura total no muy grande (de 52.2 °C) y las sustancias con las que trabaja son relativamente similares (parafinas lineales del rango C-10 a C-16).

Centrándose en el método de cálculo a emplear, éste se fundamentará en el propuesto por Lewis y Matheson (basado, a su vez, en el método de Sorel-Lewis); sin embargo, a diferencia de la columna Decano, en la columna Tridecano, que se caracteriza por que ninguna de las corrientes de salida contiene todos los componentes de la alimentación, será aplicado este método en toda su extensión, y no una variante del mismo.

El citado método parte de considerar como independientes las composiciones de destilado y colas y, a partir de ahí, calcular el resto de la columna. Es decir, se divide en dos procedimientos que pueden resolverse paralelamente, uno no requiere de los resultados del otro:

El primer procedimiento es totalmente coincidente con los pasos desde 1 al 5 expuestos en el apartado 2.2.3.2, con la única diferencia lógica de que, al localizar la alimentación, se tiene en cuenta el cociente $(x_{14}/x_{13})_{et\ n}$ en lugar de $(x_{11}/x_{10})_{et\ n}$. En este procedimiento se hace un recorrido de cálculo que se inicia en el residuo líquido, y finaliza en el plato de alimentación.

El segundo procedimiento es similar al anterior, con la excepción de que el recorrido de cálculo se inicia en el plato superior de la sección de rectificación, y finaliza en el plato de alimentación. Dado que este hecho introduce una serie de modificaciones en el cálculo con respecto al procedimiento anterior, se expondrán todos los pasos a seguir (*es importante resaltar que, en este caso particular, los platos se numeran desde arriba hacia abajo):

1. Se parte de la composición conocida del reflujo líquido ($x_{et0} = x_D$), siendo la idea ir determinando, a partir de estos datos, las composiciones de las corrientes de entrada y salida de cada plato, así como la temperatura de equilibrio en cada uno de ellos, hasta llegar a la zona de alimentación. Es un proceso secuencial, es decir, no se puede iniciar el cálculo de un plato si, previamente, no se ha establecido las características del plato anterior.
2. Ya que la condensación del vapor de cabeza es total, la composición de éste (y_{et1}) es idéntica a la del reflujo líquido, esto es, $y_{et1} = x_{et0}$. Así, la temperatura de equilibrio del plato 1 (y de los platos posteriores) coincidirá con el punto de rocío de la corriente vapor saliente de dicho plato (o del plato en cuestión). Por tanto, dicha determinación, cuyo procedimiento ha sido detallado en apartados previos, no sólo proporcionará la temperatura de equilibrio sino también, consecuentemente, la composición de la corriente líquida (x_{et1}) en equilibrio con el vapor, corriente líquida que desciende hacia la etapa inmediatamente inferior; en este caso, el segundo plato de la torre.
3. El siguiente paso consiste en estimar la composición del vapor (y_{et1}) que asciende de este primer plato. Para ello, se utilizarán las denominadas rectas de operación, las cuales relacionan la composición del líquido procedente de un plato (x_{et1}) con la del vapor (y_{et2}) que llega a él procedente del plato inferior. Para la sección de enriquecimiento, en la cual se está inmerso, la ecuación de operación es:

$$y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot \frac{L_{n-1}}{V_n} + \frac{D}{V_n} \cdot x_{D i} \quad \xrightarrow{\text{Constancia de caudales}} \quad y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot \frac{L}{V} + \frac{D}{V} \cdot x_{D i} \quad [AII.2.153]$$

Aplicada al caso que se está explicando, queda como:

$$y_{et2(i)} = x_{et1(i)} \cdot \frac{L}{V} + \frac{D}{V} \cdot x_{Di}$$

4. Una vez calculada la composición y_{et2} , se realizará de nuevo el paso dos con el fin de determinar la temperatura en el plato 2 (T_2) y la composición del líquido procedente del mismo plato (x_{et2}). Posteriormente, según el paso tres, se obtendrá la composición y_{et3} , y así sucesivamente.
5. Los pasos anteriores se repetirán hasta alcanzar el plato de alimentación. ¿Cómo se determina su localización? Desde el primer plato en adelante se irá calculando la relación entre las composiciones de los componentes clave, es decir, el cociente $(x_{14}/x_{13})_{et\ m}$. Conforme se vaya descendiendo en la columna dicha relación aumentará (empobrecimiento en el más volátil); en el primer momento en que pase a ser mayor que la correspondiente a la alimentación, se estará produciendo la transición de zona desde la de rectificación a la de agotamiento. Así, si la relación inmediatamente superior a la de alimentación está asociada al subíndice “m”, el plato sobre el cual se introduce dicha alimentación será el “m”. Por tanto, la composición $x_{et\ m}$ únicamente sirve para llegar a esta conclusión, siendo el último resultado de interés de la zona de rectificación la composición del líquido $x_{et\ m-1}$.

Según lo expuesto, será necesario, en primer lugar, la obtención de las rectas de operación y, por tanto, la determinación de los caudales molares L , V , L' y V' . Si se despeja L de la ecuación [AII.2.28] y se considera el reflujo externo obtenido a partir del mínimo proporcionado por la ecuación de Underwood:

$$L = D \cdot R_{ext} = 2900.78 \text{ kmol / día} \cdot (1.781) = 5165.47 \text{ kmol / día}$$

Sustituyendo el valor de L obtenido en la ecuación [AII.2.27]:

$$V = 5165.47 \text{ kmol / día} + 2099.78 \text{ kmol / día} = 8066.25 \text{ kmol / día}$$

Con respecto al cálculo de L' y V' , sus valores serán obtenidos a partir de las ecuaciones de definición de la condición de alimentación, [AII.2.18] y [AII.2.19], respectivamente:

$$[AII.2.18] \Rightarrow L' = L + F \cdot \phi = 5165.47 \text{ kmol / día} + 3422.53 \text{ kmol / día} \cdot 1 = 8588.00 \text{ kmol / día}$$

$$[AII.2.19] \Rightarrow V' = V + F \cdot (\phi - 1) = 8066.25 \text{ kmol / día} + 3422.53 \text{ kmol / día} \cdot (1 - 1) = 8066.25 \text{ kmol / día}$$

Ahora sí, se está en disposición de calcular las rectas de operación de cada sección, a partir de las expresiones [AII.2.2153] y [AII.2.25]:

$$\bullet y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot \frac{5165.47}{8066.25} + \frac{2900.78}{8066.25} \cdot x_{Di}$$

⇓

$$y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot 0.640 + 0.360 \cdot x_{Di}$$

RECTA DE
RECTIFICACIÓN

$$\bullet x_{ni} = y_{n-1i} \cdot \frac{8066.25}{8588.00} + \frac{521.74}{8588.00} \cdot x_{Wi}$$

⇓

$$x_{ni} = y_{n-1i} \cdot 0.939 + 0.061 \cdot x_{Wi}$$

RECTA DE
AGOTAMIENTO

Finalmente, se muestran las tablas que cuantifican los pasos descritos del método explicado:

SECCIÓN DE AGOTAMIENTO									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	x₁₄/x₁₃
x_w	0,000	0,000	0,000	0,007	0,791	0,168	0,034		
T_c (°C)	289,8	289,8	289,8	289,8	289,8	289,8	289,8		
Log K	0,605	0,461	0,316	0,172	0,027	-0,117	-0,262		
K	4,029	2,889	2,071	1,485	1,065	0,764	0,548		
y_{et0}	0,000	0,000	0,000	0,011	0,843	0,128	0,018	1,000	
x_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,011	0,840	0,131	0,019		79,504
T₁ (°C)	288,7	288,7	288,7	288,7	288,7	288,7	288,7		
Log K	0,599	0,454	0,309	0,164	0,019	-0,126	-0,271		
K	3,973	2,844	2,037	1,458	1,044	0,748	0,535		
y_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,015	0,877	0,098	0,010	1,000	
x_{et2}	0,000	0,000	0,000	0,015	0,871	0,102	0,012		58,469
T₂ (°C)	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9		
Log K	0,595	0,449	0,304	0,158	0,013	-0,133	-0,278		
K	3,933	2,813	2,012	1,439	1,030	0,737	0,527		
y_{et2}	0,000	0,000	0,000	0,021	0,897	0,075	0,006	1,000	
x_{et3}	0,000	0,000	0,000	0,021	0,891	0,081	0,008		43,263
T₃ (°C)	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4		
Log K	0,591	0,446	0,300	0,154	0,008	-0,138	-0,283		
K	3,904	2,790	1,995	1,426	1,019	0,728	0,521		
y_{et3}	0,000	0,000	0,000	0,029	0,908	0,059	0,004	1,000	
x_{et4}	0,000	0,000	0,000	0,028	0,901	0,065	0,006		32,153
T₄ (°C)	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9		

Log K	0,589	0,443	0,297	0,151	0,005	-0,142	-0,288		
K	3,881	2,772	1,980	1,415	1,010	0,722	0,516		
y_{et4}	0,000	0,000	0,000	0,040	0,910	0,047	0,003	1,000	
x_{et5}	0,000	0,000	0,000	0,038	0,903	0,055	0,005		23,976
T₅	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5		
Log K	0,587	0,440	0,294	0,148	0,001	-0,145	-0,291		
K	3,860	2,756	1,967	1,405	1,003	0,716	0,511		
y_{et5}	0,000	0,000	0,000	0,053	0,906	0,039	0,002	1,000	
x_{et6}	0,000	0,000	0,000	0,050	0,899	0,047	0,004		17,926
T₆ (°C)	286,1	286,1	286,1	286,1	286,1	286,1	286,1		
Log K	0,584	0,438	0,291	0,145	-0,002	-0,149	-0,295		
K	3,839	2,740	1,955	1,395	0,995	0,710	0,507		
y_{et6}	0,000	0,000	0,000	0,070	0,895	0,033	0,002	1,000	
x_{et7}	0,000	0,000	0,000	0,066	0,888	0,041	0,004		13,434
T₇ (°C)	285,6	285,6	285,6	285,6	285,6	285,6	285,6		
Log K	0,582	0,435	0,288	0,141	-0,005	-0,152	-0,299		
K	3,817	2,722	1,942	1,385	0,987	0,704	0,502		
y_{et7}	0,000	0,000	0,000	0,092	0,877	0,029	0,002	1,000	
x_{et8}	0,000	0,000	0,000	0,086	0,872	0,038	0,004		10,088
T₈ (°C)	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1	285,1		
Log K	0,579	0,432	0,285	0,138	-0,009	-0,157	-0,304		
K	3,792	2,703	1,926	1,373	0,978	0,697	0,497		
y_{et8}	0,000	0,000	0,000	0,119	0,853	0,026	0,002	1,000	
x_{et9}	0,000	0,000	0,000	0,112	0,849	0,035	0,004		7,591

T₉ (°C)	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5		
Log K	0,576	0,428	0,281	0,133	-0,014	-0,162	-0,309		
K	3,763	2,680	1,908	1,359	0,968	0,689	0,491		
y_{et9}	0,000	0,000	0,000	0,152	0,822	0,024	0,002	1,000	
x_{et10}	0,000	0,000	0,000	0,143	0,820	0,033	0,004		5,725
T₁₀ (°C)	283,8	283,8	283,8	283,8	283,8	283,8	283,8		
Log K	0,571	0,424	0,276	0,128	-0,020	-0,168	-0,316		
K	3,728	2,652	1,887	1,343	0,955	0,680	0,484		
y_{et10}	0,000	0,000	0,000	0,192	0,784	0,022	0,002	1,000	
x_{et11}	0,000	0,000	0,000	0,181	0,784	0,031	0,004		4,329
T₁₁ (°C)	283,0	283,0	283,0	283,0	283,0	283,0	283,0		
Log K	0,567	0,418	0,270	0,122	-0,026	-0,175	-0,323		
K	3,688	2,621	1,863	1,324	0,941	0,669	0,475		
y_{et11}	0,000	0,000	0,000	0,240	0,738	0,021	0,002	1,000	
x_{et12}	0,000	0,000	0,000	0,226	0,741	0,030	0,004		3,284
T₁₂ (°C)	282,0	282,0	282,0	282,0	282,0	282,0	282,0		
Log K	0,561	0,412	0,264	0,115	-0,034	-0,183	-0,332		
K	3,641	2,585	1,835	1,302	0,924	0,656	0,466		
y_{et12}	0,000	0,000	0,000	0,294	0,685	0,020	0,002	1,000	
x_{et13}	0,000	0,000	0,000	0,276	0,691	0,029	0,004		2,501
T₁₃ (°C)	281,0	281,0	281,0	281,0	281,0	281,0	281,0		
Log K	0,555	0,406	0,256	0,107	-0,043	-0,192	-0,342		
K	3,590	2,545	1,804	1,279	0,906	0,642	0,455		
y_{et13}	0,000	0,000	0,000	0,353	0,627	0,018	0,002	1,000	

x_{et14}	0,000	0,000	0,000	0,332	0,637	0,027	0,004		1,915
T₁₄ (°C)	279,8	279,8	279,8	279,8	279,8	279,8	279,8		
Log K	0,548	0,398	0,248	0,098	-0,052	-0,202	-0,352		
K	3,535	2,502	1,771	1,253	0,887	0,628	0,444		
y_{et14}	0,000	0,000	0,000	0,417	0,565	0,017	0,002	1,000	
x_{et15}	0,000	0,000	0,000	0,392	0,578	0,026	0,004		1,476
T₁₅ (°C)	278,6	278,6	278,6	278,6	278,6	278,6	278,6		
Log K	0,541	0,391	0,240	0,089	-0,062	-0,213	-0,364		
K	3,479	2,458	1,737	1,227	0,867	0,613	0,433		
y_{et15}	0,000	0,000	0,000	0,481	0,502	0,016	0,002	1,000	
x_{et16}	0,000	0,000	0,000	0,452	0,519	0,025	0,003		1,149
T₁₆ (°C)	277,4	277,4	277,4	277,4	277,4	277,4	277,4		
Log K	0,534	0,383	0,231	0,080	-0,072	-0,223	-0,375		
K	3,423	2,415	1,704	1,202	0,848	0,598	0,422		
y_{et16}	0,000	0,000	0,000	0,543	0,440	0,015	0,001	1,000	
x_{et17}	0,000	0,000	0,000	0,511	0,461	0,024	0,003		0,904
T₁₇ (°C)	276,3	276,3	276,3	276,3	276,3	276,3	276,3		
Log K	0,528	0,375	0,223	0,071	-0,081	-0,233	-0,386		
K	3,371	2,374	1,672	1,178	0,830	0,584	0,412		
y_{et17}	0,000	0,000	0,000	0,601	0,383	0,014	0,001	1,000	
x_{et18}	0,000	0,000	0,000	0,565	0,408	0,024	0,003		0,721
T₁₈ (°C)	275,2	275,2	275,2	275,2	275,2	275,2	275,2		
Log K	0,522	0,369	0,216	0,063	-0,090	-0,243	-0,395		
K	3,323	2,337	1,644	1,156	0,813	0,572	0,402		

y_{et18}	0,000	0,000	0,000	0,654	0,331	0,014	0,001	1,000	
x_{et19}	0,000	0,000	0,000	0,614	0,359	0,023	0,003		0,585
T₁₉ (°C)	274,3	274,3	274,3	274,3	274,3	274,3	274,3		
Log K	0,516	0,363	0,209	0,056	-0,098	-0,251	-0,404		
K	3,281	2,305	1,619	1,137	0,799	0,561	0,394		
y_{et19}	0,000	0,000	0,000	0,699	0,287	0,013	0,001	1,000	
x_{et20}	0,000	0,000	0,000	0,657	0,318	0,022	0,003		0,484

TABLA AII.2.41: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de agotamiento de las columnas Tridecano

Aquí finaliza la sección de agotamiento, ya que $\left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_{et19} = 0.585 > \left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_F = 0.551 > \left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_{et20} = 0.484$. La alimentación se introducirá

entre los platos 19 y 20, sobre el número diecinueve. Continuando con la sección de enriquecimiento (*es importante resaltar que, en este caso particular, los platos se numeran desde arriba hacia abajo; por ello, llevan consigo el signo’):

SECCIÓN DE RECTIFICACIÓN									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	x₁₄/x₁₃
x_D	0,110	0,311	0,318	0,260	0,001	0,000	0,000		
x_{et0}	0,110	0,311	0,318	0,260	0,001	0,000	0,000		
y_{et1}	0,110	0,311	0,318	0,260	0,001	0,000	0,000		
T₁ (°C)	245,4	245,4	245,4	245,4	245,4	245,4	245,4		
Log K	0,329	0,157	-0,015	-0,187	-0,359	-0,531	-0,703		
K	2,133	1,436	0,966	0,650	0,437	0,294	0,495		
x_{et1}	0,052	0,217	0,329	0,399	0,003	0,000	0,000	1,000	0,008

y_{et2'}	0,073	0,251	0,325	0,349	0,003	0,000	0,000		
T_{2'} (°C)	249,8	249,8	249,8	249,8	249,8	249,8	249,8		
Log K	0,359	0,190	0,021	-0,148	-0,317	-0,486	-0,655		
K	2,286	1,549	1,049	0,711	0,482	0,326	0,519		
x_{et2'}	0,032	0,162	0,310	0,491	0,005	0,000	0,000	1,000	0,011
y_{et3'}	0,060	0,216	0,313	0,408	0,004	0,000	0,000		
T_{3'} (°C)	252,1	252,1	252,1	252,1	252,1	252,1	252,1		
Log K	0,375	0,207	0,040	-0,128	-0,295	-0,463	-0,630		
K	2,369	1,611	1,095	0,745	0,506	0,344	0,532		
x_{et3'}	0,025	0,134	0,285	0,548	0,008	0,000	0,000	1,000	0,014
y_{et4'}	0,056	0,198	0,297	0,444	0,006	0,000	0,000		
T_{4'} (°C)	253,3	253,3	253,3	253,3	253,3	253,3	253,3		
Log K	0,383	0,216	0,050	-0,117	-0,284	-0,450	-0,617		
K	2,416	1,646	1,121	0,764	0,520	0,355	0,540		
x_{et4'}	0,023	0,120	0,265	0,581	0,011	0,000	0,000	1,000	0,018
y_{et5'}	0,054	0,189	0,284	0,466	0,007	0,000	0,000		
T_{5'} (°C)	254,1	254,1	254,1	254,1	254,1	254,1	254,1		
Log K	0,388	0,222	0,056	-0,111	-0,277	-0,443	-0,609		
K	2,443	1,666	1,136	0,775	0,529	0,361	0,544		
x_{et5'}	0,022	0,113	0,250	0,601	0,014	0,000	0,000	1,000	0,023
y_{et6'}	0,054	0,184	0,274	0,478	0,009	0,000	0,000		
T_{6'} (°C)	254,5	254,5	254,5	254,5	254,5	254,5	254,5		
Log K	0,391	0,225	0,059	-0,107	-0,273	-0,439	-0,604		
K	2,460	1,679	1,146	0,782	0,534	0,364	0,546		

x_{et6'}	0,022	0,110	0,239	0,611	0,018	0,000	0,000	1,000	0,029
y_{et7'}	0,054	0,182	0,267	0,485	0,012	0,000	0,000		
T_{7'} (°C)	254,8	254,8	254,8	254,8	254,8	254,8	254,8		
Log K	0,393	0,227	0,062	-0,104	-0,270	-0,435	-0,601		
K	2,471	1,688	1,152	0,787	0,537	0,367	0,548		
x_{et7'}	0,022	0,108	0,232	0,616	0,022	0,000	0,000	1,000	0,036
y_{et8'}	0,054	0,181	0,263	0,488	0,015	0,000	0,000		
T_{8'} (°C)	255,0	255,0	255,0	255,0	255,0	255,0	255,0		
Log K	0,394	0,229	0,063	-0,102	-0,268	-0,433	-0,599		
K	2,480	1,694	1,157	0,790	0,540	0,369	0,550		
x_{et8'}	0,022	0,107	0,227	0,617	0,027	0,000	0,000	1,000	0,044
y_{et9'}	0,053	0,180	0,260	0,489	0,018	0,000	0,000		
T_{9'} (°C)	255,2	255,2	255,2	255,2	255,2	255,2	255,2		
Log K	0,396	0,230	0,065	-0,100	-0,266	-0,431	-0,597		
K	2,488	1,700	1,161	0,794	0,542	0,370	0,551		
x_{et9'}	0,021	0,106	0,224	0,616	0,033	0,000	0,000	1,000	0,054
y_{et10'}	0,053	0,180	0,257	0,488	0,022	0,000	0,000		
T_{10'} (°C)	255,4	255,4	255,4	255,4	255,4	255,4	255,4		
Log K	0,397	0,232	0,066	-0,099	-0,264	-0,429	-0,595		
K	2,494	1,705	1,165	0,796	0,544	0,372	0,552		
x_{et10'}	0,021	0,105	0,221	0,612	0,040	0,000	0,000	1,000	0,065
y_{et11'}	0,053	0,179	0,256	0,486	0,026	0,000	0,000		
T_{11'} (°C)	255,6	255,6	255,6	255,6	255,6	255,6	255,6		
Log K	0,398	0,233	0,068	-0,097	-0,262	-0,428	-0,593		

K	2,501	1,710	1,169	0,799	0,546	0,374	0,553		
x_{et11'}	0,021	0,105	0,219	0,607	0,048	0,000	0,000	1,000	0,078
y_{et12'}	0,053	0,179	0,254	0,482	0,031	0,000	0,000		
T_{12'} (°C)	255,8	255,8	255,8	255,8	255,8	255,8	255,8		
Log K	0,399	0,234	0,069	-0,096	-0,261	-0,426	-0,591		
K	2,509	1,716	1,173	0,802	0,549	0,375	0,554		
x_{et12'}	0,021	0,104	0,217	0,601	0,056	0,000	0,000	1,000	0,094
y_{et13'}	0,053	0,179	0,253	0,478	0,037	0,000	0,000		
T_{13'} (°C)	256,0	256,0	256,0	256,0	256,0	256,0	256,0		
Log K	0,401	0,236	0,071	-0,094	-0,259	-0,424	-0,588		
K	2,517	1,722	1,178	0,806	0,551	0,377	0,555		
x_{et13'}	0,021	0,104	0,215	0,594	0,067	0,000	0,000	1,000	0,112
y_{et14'}	0,053	0,178	0,252	0,474	0,043	0,000	0,000		
T_{14'} (°C)	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2		
Log K	0,402	0,238	0,073	-0,092	-0,257	-0,421	-0,586		
K	2,526	1,729	1,183	0,809	0,554	0,379	0,557		
x_{et14'}	0,021	0,103	0,213	0,585	0,078	0,000	0,000	1,000	0,133
y_{et15'}	0,053	0,178	0,251	0,468	0,050	0,000	0,000		
T_{15'} (°C)	256,5	256,5	256,5	256,5	256,5	256,5	256,5		
Log K	0,404	0,240	0,075	-0,090	-0,254	-0,419	-0,583		
K	2,536	1,736	1,188	0,814	0,557	0,381	0,558		
x_{et15'}	0,021	0,102	0,211	0,575	0,090	0,000	0,000	1,000	0,157
y_{et16'}	0,053	0,177	0,249	0,462	0,058	0,000	0,000		
T_{16'} (°C)	256,8	256,8	256,8	256,8	256,8	256,8	256,8		

Log K	0,406	0,242	0,077	-0,087	-0,252	-0,416	-0,580		
K	2,547	1,744	1,195	0,818	0,560	0,384	0,560		
x_{et16'}	0,021	0,102	0,209	0,564	0,104	0,000	0,000	1,000	0,185
y_{et17'}	0,053	0,177	0,248	0,455	0,067	0,000	0,000		
T_{17'} (°C)	257,1	257,1	257,1	257,1	257,1	257,1	257,1		
Log K	0,408	0,244	0,080	-0,085	-0,249	-0,413	-0,577		
K	2,558	1,753	1,201	0,823	0,564	0,386	0,562		
x_{et17'}	0,021	0,101	0,206	0,553	0,119	0,000	0,000	1,000	0,216
y_{et18'}	0,053	0,177	0,246	0,447	0,077	0,000	0,000		
T_{18'} (°C)	257,4	257,4	257,4	257,4	257,4	257,4	257,4		
Log K	0,410	0,246	0,082	-0,082	-0,246	-0,410	-0,574		
K	2,571	1,763	1,208	0,828	0,568	0,389	0,563		
x_{et18'}	0,021	0,100	0,204	0,540	0,135	0,000	0,000	1,000	0,251
y_{et19'}	0,053	0,176	0,245	0,439	0,087	0,000	0,000		
T_{19'} (°C)	257,8	257,8	257,8	257,8	257,8	257,8	257,8		
Log K	0,412	0,249	0,085	-0,079	-0,243	-0,406	-0,570		
K	2,585	1,773	1,216	0,834	0,572	0,392	0,566		
x_{et19'}	0,020	0,099	0,201	0,526	0,153	0,000	0,000	1,000	0,290
y_{et20'}	0,053	0,175	0,243	0,430	0,098	0,000	0,000		
T_{20'} (°C)	258,1	258,1	258,1	258,1	258,1	258,1	258,1		
Log K	0,415	0,251	0,088	-0,076	-0,239	-0,403	-0,566		
K	2,599	1,784	1,224	0,840	0,577	0,396	0,568		
x_{et20'}	0,020	0,098	0,199	0,512	0,170	0,000	0,000	1,000	0,332
y_{et21'}	0,053	0,175	0,241	0,421	0,110	0,000	0,000		

T_{21'} (°C)	258,5	258,5	258,5	258,5	258,5	258,5	258,5		
Log K	0,417	0,254	0,091	-0,072	-0,236	-0,399	-0,562		
K	2,614	1,795	1,233	0,846	0,581	0,399	0,570		
x_{et21'}	0,020	0,097	0,196	0,498	0,189	0,000	0,000	1,000	0,379
y_{et22'}	0,053	0,174	0,240	0,412	0,121	0,000	0,000		
T_{22'} (°C)	258,9	258,9	258,9	258,9	258,9	258,9	258,9		
Log K	0,420	0,257	0,094	-0,069	-0,232	-0,395	-0,558		
K	2,629	1,806	1,241	0,853	0,586	0,403	0,572		
x_{et22'}	0,020	0,096	0,193	0,483	0,207	0,000	0,000	1,000	0,428
y_{et23'}	0,052	0,174	0,238	0,403	0,133	0,000	0,000		
T_{23'} (°C)	259,3	259,3	259,3	259,3	259,3	259,3	259,3		
Log K	0,422	0,260	0,097	-0,066	-0,229	-0,391	-0,554		
K	2,644	1,818	1,250	0,859	0,591	0,406	0,575		
x_{et23'}	0,020	0,096	0,190	0,469	0,225	0,000	0,000	1,000	0,480
y_{et24'}	0,052	0,173	0,236	0,394	0,145	0,000	0,000		
T_{24'} (°C)	259,7	259,7	259,7	259,7	259,7	259,7	259,7		
Log K	0,425	0,262	0,100	-0,063	-0,225	-0,388	-0,550		
K	2,659	1,829	1,258	0,866	0,595	0,410	0,577		
x_{et24'}	0,020	0,095	0,188	0,455	0,243	0,000	0,000	1,000	0,535
y_{et25'}	0,052	0,172	0,234	0,385	0,156	0,000	0,000		
T_{25'} (°C)	260,0	260,0	260,0	260,0	260,0	260,0	260,0		
Log K	0,427	0,265	0,103	-0,060	-0,222	-0,384	-0,546		
K	2,674	1,840	1,267	0,872	0,600	0,413	0,579		
x_{et25'}	0,020	0,094	0,185	0,441	0,260	0,000	0,000	1,000	0,590

y_{et26}	0,052	0,172	0,233	0,376	0,167	0,000	0,000		
------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--	--

TABLA AII.2.42: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de rectificación de las columnas Tridecano

Aquí finaliza la sección de rectificación, ya que $\left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_{et24} = 0.535 < \left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_D = 0.551 < \left(\frac{x_{14}}{x_{13}}\right)_{et25} = 0.590$. Según esta nomenclatura, la

alimentación se introduciría entre los platos 24' y 25', sobre el segundo de ellos. Interpretando adecuadamente los datos obtenidos para la zona de agotamiento, el plato 19 se corresponde con el plato 25'. Por tanto, se puede concluir que la torre Tridecano consta de un total de 43 platos teóricos, $19 + (25-1)$, distribuidos de la siguiente manera:

Platos teóricos de la columna Tridecano: 43

- 24 en la sección de enriquecimiento
- 19 en la sección de agotamiento

Entrada de la alimentación: entre platos 19 y 20 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado)

Teniendo en cuenta que, tal y como se ha comentado, el método de FUG es un método conservador, se puede confirmar el alto grado de concordancia entre los resultados del método etapa a etapa y el método de FUG, tanto en lo relativo al número de etapas teóricas como a la localización del plato de alimentación (o distribución de platos entre ambas secciones, que es equivalente). El primero de éstos concluye que la columna Tridecano consta de 50 platos teóricos, mientras que el segundo deduce un total de 43. Con respecto a la localización de la alimentación, al proponer cada método un número diferente de platos, será representativo comparar la relación N_R/N_A . Así, ambos coinciden casi completamente: el primer método proporciona una relación de 1.21 y el segundo una relación de $24/19=1.26$.

Por otro lado, cabe destacar de los datos adjuntados en las tablas anteriores, la variación de la temperatura a lo largo de la columna de destilación. Si se representa dicha variación, se obtiene una figura como la siguiente:

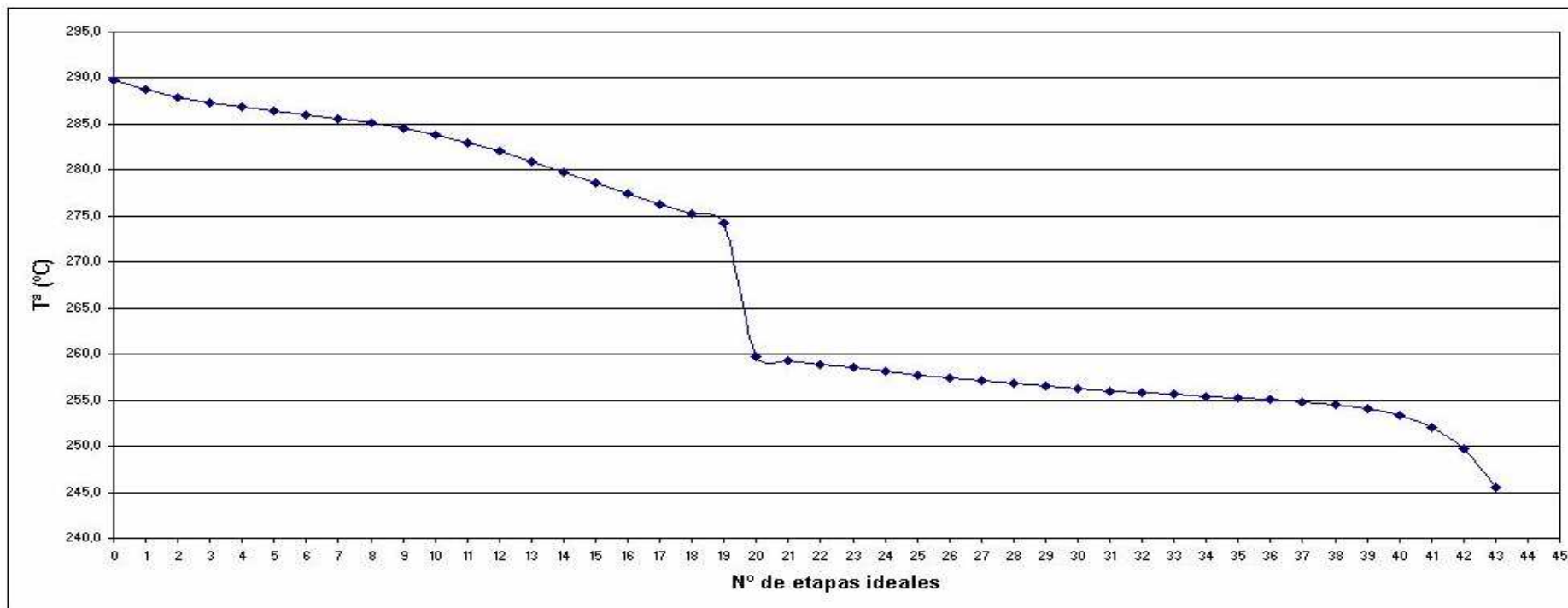
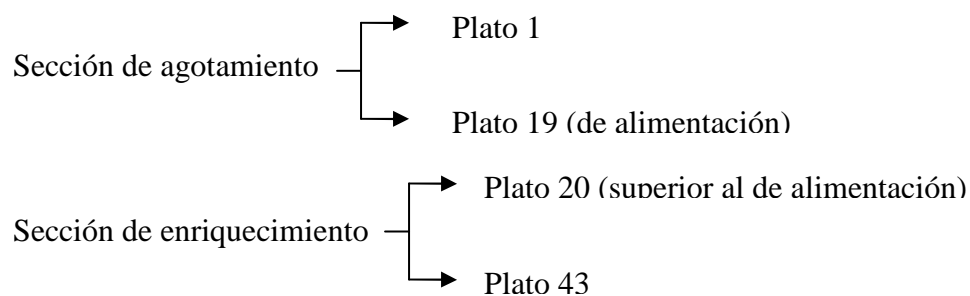


FIG. AII.2.10: Representación de la variación ideal de la temperatura en las columnas Tridecano

Fundamentalmente, se observa que la temperatura varía muy rápidamente cerca del plato de alimentación (19 y 20) y de la zona de cabeza, como consecuencia del cambio de composición tan apreciable que se produce en estas zonas.

2.3.4. Diseño Hidráulico

El siguiente paso será llevar a cabo el diseño hidráulico de la torre, esto es, determinar las dimensiones características de cada uno de los platos, tales como diámetro, distancia entre platos, altura del líquido, tipo de platos o materiales. Como ya se comentó en el apartado 2.2.4, dicho diseño será realizado para el primer y último plato de las secciones de agotamiento y rectificación (platos más representativos):



Por consiguiente, se aplicarán a cada uno de estos platos los pasos básicos expuestos en el apartado 2.2.4 que determinan el diseño hidráulico de la columna:

Plato 1 (sección de agotamiento)

1. De la tabla AII.2.41:

Temperatura (°C)	288.7	
Componentes	x_{et1}	y_{et1}
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.011	0.015
n-C14	0.840	0.877
n-C15	0.131	0.098
n-C16	0.019	0.010
Total	1,000	1,000

TABLA AII.2.43: Datos de equilibrio en el plato ideal 1 de las columnas Tridecano

Con respecto a los caudales, se dispone de los caudales molares de ambas corrientes: $L'=8588.00 \text{ kmol/día}$ y $V'=8066.25 \text{ kmol/día}$. Se realizará, pues, su conversión a caudales máxicos y volumétricos:

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{\text{máxico}} = 8588.00 \text{ kmol/día} \cdot 200.618 \text{ kg/kmol} = 1722905.57 \text{ kg/día} = 71787.31 \text{ kg/h} = 19.94 \text{ kg/s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{71787.31 \text{ kg/h}}{534.81 \text{ kg/m}^3} = 134.23 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0373 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{\text{máxico}} = 8066.25 \text{ kmol/día} \cdot 199.84 \text{ kg/kmol} = 1611927.15 \text{ kg/día} = 67163.63 \text{ kg/h} = 18.66 \text{ kg/s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{67163.63 \text{ kg/h}}{9.69 \text{ kg/m}^3} = 6932.12 \text{ m}^3/\text{h} = 1.9256 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

\Rightarrow Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 134.23 \text{ m}^3/\text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 6932.12 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \left(\frac{9.69 \text{ kg/m}^3}{534.81 \text{ kg/m}^3 - 9.69 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 941.61 \text{ m}^3/\text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 2.25 m de diámetro (T).

\Rightarrow Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

\Rightarrow Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{aligned} p' &= 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' &= 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{aligned} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_V)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.37] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{19.94 \text{ kg/s}}{18.66 \text{ kg/s}} \cdot \left(\frac{9.69 \text{ kg/m}^3}{534.81 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.144$$

↓

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.144} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.17 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0639 \text{ m/s}$$

↓

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0639 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{534.81 \text{ kg/m}^3 - 9.69 \text{ kg/m}^3}{9.69 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.4696 \text{ m/s}$$

• Si se considera $\frac{v_V}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_V = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.4696 \text{ m/s} = 0.3757 \text{ m/s}$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.144 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.016 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.9256 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3757 \text{ m} / \text{s}} = 5.126 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{5.126 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 6.216 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 6.216 \text{ m}^2 = 0.545 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.216 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.813 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.813 \text{ m} = 1.969 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T :

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 2.813 \text{ m} = 1.002 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 1.002 \text{ m} = 2.004 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.813 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.76$, y que, para $T_2 = 3 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.78$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.773$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.773 \cdot 6.216 \text{ m}^2 = 4.802 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 5.126 \text{ m}^2 - 4.802 \text{ m}^2 = 0.324 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.324 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.969 \text{ m} + 2.813 \text{ m}} = 0.048 \text{ m} = 48 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 4.802 \text{ m}^2 = 0.612 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.612 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 38510$$

✓ Ahora sí, se puede completar el punto 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_v}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00827 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2 \cdot 534.81 \text{ kg/m}^3}{534.81 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{6.17 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1.0.0045 \text{ m} \cdot 9.69 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2.4.802 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{2.8}{\left(\frac{2.004 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724}} \right) = 4.46 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 4.46 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_v} = 4.46 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{6.17 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00827 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0332 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.3757 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0332 \text{ m/s}, v_F = 0.4696 \text{ m/s}]$$

6.

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.969 \text{ m}} = 0.0189 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.813 \text{ m}} = 0.0133 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).

✓ h_c :

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= 0.0373 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T &= 2.813 \text{ m} \\ W &= 1.969 \text{ m} \end{aligned} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

$$\left[\begin{array}{l} \xrightarrow{[AII.2.56]} h_c = 0.047 \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ \xrightarrow{[AII.2.57]} \left(\frac{W_{ef}}{W} \right)^2 = 2.041 - [1.020 + 1.016 \cdot h_c]^2 \end{array} \right.$$

La resolución por iteración de ambas ecuaciones lleva a los siguientes resultados:

$$\frac{W_{ef}}{W} = 0.946; h_c = 0.049 \text{ m}$$

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B :

A) Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E):

$$[AII.2.60] A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 1.969 \text{ m} = 0.069 \text{ m}^2 < A_v = 0.545 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.069 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.59] \Rightarrow h_E = \frac{3}{2.9.81 \text{ m} / \text{s}^2} \cdot \left(\frac{0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.069 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.045 \text{ m}$$

B) *Pérdida de presión del vapor entre plato y plato (h_{vap}):*

B.1) *Pérdida de carga en plato seco (h_D):*

$$\bullet [AII.2.63] \Rightarrow v_o = \frac{1.9256 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.612 \text{ m}^2} = 3.144 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.65] \Rightarrow Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 3.144 \text{ m/s} \cdot 9.69 \text{ kg/m}^3}{0.00827 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 1.66 \cdot 10^4 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

$$[AII.2.64] \Rightarrow 4 \cdot f = 0.0416$$

$$\bullet [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión [AII.2.62] que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \cdot \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.612 \text{ m}^2}{5.126 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0416 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.612 \text{ m}^2}{5.126 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.663$$

↓

$$h_D = 1.663 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.663 \cdot \frac{(3.144 \text{ m/s})^2 \cdot 9.69 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 534.81 \text{ kg/m}^3} = 0.015 \text{ m}$$

B.2) *Pérdida de carga generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma:*

$$[AII.2.67] \text{ y } [AII.2.68] \Rightarrow h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{1.9256 \text{ m}^3 / \text{s}}{4.802 \text{ m}^2}$$

$$\cdot (9.69 \text{ kg/m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.004 \text{ m}} = 0.055 \text{ m}$$

B.3) Caída de presión residual (h_R):

$$[AII.2.68] \Rightarrow h_R = \frac{6 \cdot \frac{6.17 \text{ mN/m} \cdot 1}{1000}}{534.81 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Una vez se tiene h_D , h_L y h_R , se calculará h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{vap} = 0.0152 \text{ m} + 0.0546 \text{ m} + 0.0016 \text{ m} = 0.071 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.0447 \text{ m} + 0.0713 \text{ m} = 0.116 \text{ m}$$

Y, finalmente, se comprueba el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.049 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.116 \text{ m} = 0.225 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha comprobado el buen diseño del plato 1, se puede dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 19 (sección de agotamiento)

1. De la tabla AII.2.41:

Temperatura (°C)	274.3	
Componentes	x_{et19}	y_{et19}
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.614	0.699
n-C14	0.359	0.287
n-C15	0.023	0.013
n-C16	0.003	0.001
Total	1,000	1,000

TABLA AII.2.44: Datos de equilibrio en el plato ideal 19 de las columnas Tridecano

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = 8588.00 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 190.188 \text{ kg} / \text{kmol} = 1633335.01 \text{ kg} / \text{día} = 68055.63 \text{ kg} / \text{h} = 18.90 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{68055.63 \text{ kg} / \text{h}}{540.61 \text{ kg} / \text{m}^3} = 125.89 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0350 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = 8066.25 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 188.808 \text{ kg} / \text{kmol} = 1522973.01 \text{ kg} / \text{día} = 63457.21 \text{ kg} / \text{h} = 17.63 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{63457.21 \text{ kg} / \text{h}}{9.19 \text{ kg} / \text{m}^3} = 6905.43 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.9182 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

⇒ Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 125.89 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 6905.43 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{9.19 \text{ kg} / \text{m}^3}{540.61 \text{ kg} / \text{m}^3 - 9.19 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 908.06 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

→ Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 2.25 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{18.90 \text{ kg/s}}{17.63 \text{ kg/s}} \left(\frac{9.19 \text{ kg/m}^3}{540.61 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.140$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.140} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.51 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0650 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0650 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{540.61 \text{ kg/m}^3 - 9.19 \text{ kg/m}^3}{9.19 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.4946 \text{ m/s}$$

• Si se considera $\frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.4946 \text{ m/s} = 0.3957 \text{ m/s}$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.140 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.016 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.9182 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3957 \text{ m} / \text{s}} = 4.848 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{4.848 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 5.879 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 5.879 \text{ m}^2 = 0.516 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 5.879 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.736 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de agotamiento (plato 1), $T = 2.813 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 2.736 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de agotamiento estará constituida por platos con las características del plato 1.

A pesar de ello, se han continuado todos los cálculos referentes al plato 19. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0350 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.915 \text{ m}} = 0.0183 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0350 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.736 \text{ m}} = 0.0128 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[\text{AII.2.55}] \Rightarrow 0.060 \text{ m} + 0.048 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.112 \text{ m} = 0.220 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Plato 20 (sección de rectificación)

1. De la tabla AII.2.42:

Temperatura (°C)	259.7	
Componentes	x_{et20} ($x_{\text{et 24}'}$)	y_{et20} ($y_{\text{et 24}'}$)
n-C10	0.020	0.052
n-C11	0.095	0.173
n-C12	0.188	0.236
n-C13	0.455	0.394
n-C14	0.243	0.145
n-C15	0.000	0.000
n-C16	0.000	0.000
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.44: Datos de equilibrio en el plato ideal 20 de las columnas Tridecano

Con respecto a los caudales, se dispone de los caudales molares de ambas corrientes: $L=5165.47 \text{ kmol/día}$ y $V=8066.25 \text{ kmol/día}$. Se realizará, pues, su conversión a caudales máscicos y volumétricos:

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L_{m\acute{a}sico} = 5165.47 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 181.66 \text{ kg} / \text{kmol} = 938359.28 \text{ kg} / \text{día} = 39095.82 \text{ kg} / \text{h} = 10.86 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{39095.82 \text{ kg} / \text{h}}{546.09 \text{ kg} / \text{m}^3} = 71.60 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0199 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = 8066.25 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 176.03 \text{ kg} / \text{kmol} = 1419887.46 \text{ kg} / \text{día} = 59161.98 \text{ kg} / \text{h} = 16.43 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{59161.98 \text{ kg} / \text{h}}{8.90 \text{ kg} / \text{m}^3} = 6647.25 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.8465 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

⇒ Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 71.60 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 6647.25 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.90 \text{ kg} / \text{m}^3}{546.09 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.90 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 855.62 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

→ Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 2 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{10.86 \text{ kg/s}}{16.43 \text{ kg/s}} \left(\frac{8.90 \text{ kg/m}^3}{546.09 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.084$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.084} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.80 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0756 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0756 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{546.09 \text{ kg/m}^3 - 8.90 \text{ kg/m}^3}{8.90 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.5872 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.5872 \text{ m/s} = 0.4697 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.084 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.035 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.8465 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.4697 \text{ m} / \text{s}} = 3.931 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{3.931 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 4.767 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 4.767 \text{ m}^2 = 0.418 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 4.767 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.464 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.464 \text{ m} = 1.725 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T:

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 2.464 \text{ m} = 0.876 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.876 \text{ m} = 1.755 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.464$ m, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1=2$ m, $(A_a/A_t)_1=0.74$, y que, para $T_2=2.5$ m, $(A_a/A_t)_2=0.76$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.759$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.759 \cdot 4.767 \text{ m}^2 = 3.616 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 3.931 \text{ m}^2 - 3.616 \text{ m}^2 = 0.315 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.315 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.725 \text{ m} + 2.464 \text{ m}} = 0.053 \text{ m} = 53 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 3.616 \text{ m}^2 = 0.461 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.461 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 28999$$

✓ Ahora sí, es posible completar el punto 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_v}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00840 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2 \cdot 546.09 \text{ kg/m}^3}{546.09 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{6.80 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 8.90 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 3.616 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \frac{2.8}{\left(\frac{1.755 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724}} = 4.59 \cdot 10^{-5}$$

$$\Downarrow$$

$$v_{vm} = 4.59 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_v} = 4.59 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{6.80 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00840 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0372 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.4697 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0372 \text{ m/s}, v_F = 0.5872 \text{ m/s}]$$

6.

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0199 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.725 \text{ m}} = 0.0115 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0199 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.464 \text{ m}} = 0.0081 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).

✓ h_c :

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= 0.0199 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T &= 2.464 \text{ m} \\ W &= 1.725 \text{ m} \end{aligned} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

$$\left[\begin{array}{l} \xrightarrow{[AII.2.56]} h_c = 0.034 \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ \xrightarrow{[AII.2.57]} \left(\frac{W_{ef}}{W} \right)^2 = 2.041 - [1.020 + 1.159 \cdot h_c]^2 \end{array} \right.$$

La resolución por iteración de ambas ecuaciones lleva a los siguientes resultados:

$$\frac{W_{ef}}{W} = 0.957; h_c = 0.035 \text{ m}$$

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B :

A) Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E):

$$[AII.2.60] \Rightarrow A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 1.725 \text{ m} = 0.060 \text{ m}^2 < A_v = 0.418 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.060 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.59] \Rightarrow h_E = \frac{3}{2.9.81 \text{ m/s}^2} \left(\frac{0.0199 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.060 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.017 \text{ m}$$

B) Pérdida de presión del vapor entre plato y plato (h_{vap}):

B.1) Pérdida de carga en plato seco (h_D):

$$\bullet [AII.2.63] \Rightarrow v_o = \frac{1.8465 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.461 \text{ m}^2} = 4.000 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.65] \Rightarrow Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 4.000 \text{ m/s} \cdot 8.90 \text{ kg/m}^3}{0.00840 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 1.91 \cdot 10^4 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

$$\rightarrow [AII.2.64] \Rightarrow 4 \cdot f = 0.0412$$

$$\bullet [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión [AII.2.62] que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \cdot \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.461 \text{ m}^2}{3.931 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0412 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.461 \text{ m}^2}{3.931 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.669$$

↓

$$h_D = 1.669 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.669 \cdot \frac{(4.000 \text{ m/s})^2 \cdot 8.90 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 546.09 \text{ kg/m}^3} = 0.022 \text{ m}$$

B.2) Pérdida de carga generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma:

$$[AII.2.67] \text{ y } [AII.2.68] \Rightarrow h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{1.8465 \text{ m}^3 / \text{s}}{3.616 \text{ m}^2}$$

$$\cdot (8.90 \text{ kg/m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0199 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.755 \text{ m}} = 0.042 \text{ m}$$

B.3) Caída de presión residual (h_R):

$$[AII.2.68] \Rightarrow h_R = \frac{6 \cdot \frac{6.80 \text{ mN/m} \cdot 1}{1000}}{546.09 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Una vez se tiene h_D , h_L y h_R , se calculará h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{vap} = 0.022 \text{ m} + 0.042 \text{ m} + 0.002 \text{ m} = 0.066 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.017 \text{ m} + 0.066 \text{ m} = 0.082 \text{ m}$$

Y, finalmente, se comprueba el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.035 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.082 \text{ m} = 0.177 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha verificado el buen diseño del plato 20, se puede dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 43 (sección de rectificación)

1. De la tabla AII.2.42:

Temperatura (°C)	245.4	
Componentes	x_{et43} ($x_{et 1}$)	y_{et43} ($y_{et 1}$)
n-C10	0.052	0.110
n-C11	0.217	0.311
n-C12	0.329	0.318
n-C13	0.399	0.260
n-C14	0.003	0.001
n-C15	0.000	0.000
n-C16	0.000	0.000
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.45: Datos de equilibrio en el plato ideal 43 de las columnas Tridecano

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L_{m\acute{a}sico} = 5165.47 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 171.55 \text{ kg} / \text{kmol} = 886114.33 \text{ kg} / \text{día} = 36921.43 \text{ kg} / \text{h} = 10.26 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{36921.43 \text{ kg} / \text{h}}{549.23 \text{ kg} / \text{m}^3} = 67.22 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0187 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = 8066.25 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 166.57 \text{ kg} / \text{kmol} = 1343569.10 \text{ kg} / \text{día} = 55982.05 \text{ kg} / \text{h} = 15.55 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{55982.05 \text{ kg} / \text{h}}{8.65 \text{ kg} / \text{m}^3} = 6469.74 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.7972 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

\Rightarrow Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 67.22 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 6469.74 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{8.65 \text{ kg} / \text{m}^3}{549.23 \text{ kg} / \text{m}^3 - 8.65 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 818.54 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 2 m de diámetro (T).

\Rightarrow Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

\Rightarrow Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

\Rightarrow Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{10.26 \text{ kg/s}}{15.55 \text{ kg/s}} \left(\frac{8.65 \text{ kg/m}^3}{549.23 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.083$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.083} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{7.00 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0764 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0764 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{549.23 \text{ kg/m}^3 - 8.65 \text{ kg/m}^3}{8.65 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.6038 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.6038 \text{ m/s} = 0.4831 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.083 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.035 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.7972 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.4831 \text{ m} / \text{s}} = 3.720 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{3.720 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 4.511 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 4.511 \text{ m}^2 = 0.396 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 4.511 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.397 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de rectificación (plato 20), $T = 2.464 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 2.397 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de rectificación estará constituida por platos con las características del plato 20.

A pesar de ello, se han continuado todos los cálculos referentes al plato 43. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0187 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.678 \text{ m}} = 0.0111 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0187 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.397 \text{ m}} = 0.0078 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[\text{AII.2.55}] \Rightarrow 0.060 \text{ m} + 0.034 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.081 \text{ m} = 0.175 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Tras toda esta multitud de cálculos se puede concluir que el diseño de los platos de la sección de agotamiento coincidiría con el del plato número 1, y que el diseño de los platos de la sección de enriquecimiento coincidiría con el del plato número 20. Como consecuencia, habrá una transición de diámetros entre ambas secciones.

NOTA: Comentar que los diámetros definitivos de los platos vendrán impuestos por los diámetros interiores estándares de la columna, los cuales no se podrán determinar concluyentemente hasta realizar el diseño mecánico de la misma. Dentro de este diseño, tal y como se anticipa en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento* (2) del apartado 2.3.6.1 y se confirma en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento* (3) del mismo apartado, se concluye que los valores finales de los diámetros de los platos son:

$$T_{\text{agot}} = 2.870 \text{ m}$$

$$T_{\text{rect}} = 2.565 \text{ m}$$

Por tanto, es necesario calcular las magnitudes características de los platos asociadas a estos diámetros:

Platos de la sección de agotamientoÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(2.870 \text{ m})^2}{4} = 6.470 \text{ m}^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.870 \text{ m} = 2.009 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.15}} x = 0.3562 \cdot T = 1.022 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 1.022 \text{ m} = 2.045 \text{ m} \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 6.470 \text{ m}^2 = 0.567 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_n)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_n = A_t - 2 \cdot A_v = 6.470 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.567 \text{ m}^2 = 5.335 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.870 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.76$, y que, para $T_2 = 3 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.78$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.775$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.775 \cdot 6.470 \text{ m}^2 = 5.013 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 5.335 \text{ m}^2 - 5.013 \text{ m}^2 = 0.322 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.322 \text{ m}^2}{2 \cdot 2.0091 \text{ m} + 2.8702 \text{ m}} = 0.047 \text{ m} = 47 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)*Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero :*

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 5.013 \text{ m}^2 = 0.639 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.639 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 40203$$

Platos de la sección de rectificaciónÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(2.565 \text{ m})^2}{4} = 5.169 \text{ m}^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.565 \text{ m} = 1.796 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.15}} x = 0.3562 \cdot T = 0.914 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.914 \text{ m} = 1.828 \text{ m} \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 5.169 \text{ m}^2 = 0.453 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_n)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_n = A_t - 2 \cdot A_v = 5.169 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.453 \text{ m}^2 = 4.262 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.565 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.76$, y que, para $T_2 = 3 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.78$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.763$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.763 \cdot 5.169 \text{ m}^2 = 3.942 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 4.262 \text{ m}^2 - 3.942 \text{ m}^2 = 0.320 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.320 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.7958 \text{ m} + 2.5654 \text{ m}} = 0.052 \text{ m} = 52 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

Perforaciones en los vértices de de un triángulo equilátero :

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 3.942 \text{ m}^2 = 0.503 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{oi} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.503 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 31613$$

Por último, indicar que, debido a la pequeña variación entre los diámetros de los platos inicialmente considerados y los finalmente adoptados, no ha sido necesario volver a comprobar el buen funcionamiento de los mismos.

2.3.5. Determinación del número de platos reales

Una vez que se ha determinado el número de platos ideales necesarios para que se produzca la separación deseada, se calculará el número de platos reales que conforman la columna Tridecano a partir del concepto de eficacia global (E_G), mediante la expresión [AII.2.69].

Tal y como fue descrito con detenimiento en el apartado 2.2.5, la estimación de E_G será realizada a través de la correlación empírica representada en la figura AII.2.9, adecuada, principalmente, para torres de fraccionamiento de hidrocarburos. Para utilizar esta figura con el fin de predecir E_G , para el caso de columnas de destilación, se calcula la viscosidad (en cP) y la volatilidad relativa de los componentes clave para la composición de la alimentación a la media aritmética de los valores de las temperaturas y presiones en la cabeza y cola de la columna:

$$\left. \begin{aligned} P_{columna} &= 2 \text{ atm} \\ T_{media\ columna} &= \frac{T_{burbuja,D} + T_{burbuja,W}}{2} = \frac{237.6 + 289.8}{2} = 263.7 \text{ } ^\circ C \end{aligned} \right\} \rightarrow \mu_F = 0.1696 \text{ cP}$$

Con respecto a la volatilidad relativa, en lugar de calcularla como se recomienda en el párrafo anterior, se tomará la volatilidad relativa media de la columna (similar, dada la constancia de ésta con la temperatura), deducida en la tabla AII.2.40 del apartado 2.3.3.1:

$$\alpha_{m13/14} = 1.449$$

Así, el producto de ambas variables resulta:

$$\alpha_{m13/14} \cdot \mu_F = 1.449 \cdot 0.1696 \text{ cP} = 0.2458 \text{ cP}$$

y de la gráfica AII.2.9 se obtiene, finalmente, que $E'_G \approx 68 \%$.

También, se hizo referencia en el apartado 2.2.5 al hecho de que la mayor parte de los datos utilizados para la obtención de la correlación de la figura AII.2.9 corresponden a columnas con un recorrido del flujo de líquido a través del área activa del plato comprendido entre 2 y 3 pies. Ya que las eficacias más elevadas se obtienen con los recorridos más largos, en la tabla AII.2.19 se propone un factor de corrección para la eficacia global obtenida por la figura AII.2.9, válido para aquellos casos en los que el producto viscosidad-volatilidad relativa esté incluido entre 0.1 y 1.0. En dicha tabla, la longitud del recorrido del flujo del líquido hace referencia al término Z, es decir, a la longitud entre los dos vertederos. Por tanto, se tendrá que distinguir entre la zona de agotamiento y de rectificación:

Sección de agotamiento

$$Z = 2.004 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 6.575 \text{ ft}$$

Si $Z=6.575 \text{ ft}$, la tabla AII.2.19 muestra que, para $Z_1=6 \text{ ft}$, $FI_1=20$, y que, para $Z_2=8 \text{ ft}$, $FI_2=23$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.70]:

$$FI = 20.86 \%$$

Por tanto, la eficacia global de la sección de agotamiento vendrá dada por:

$$[AII.2.71] \Rightarrow E_{G \text{ agotamiento}} = 68 \% \cdot \left(1 + \frac{20.86}{100}\right) = 82.19 \%$$

y el número de platos en la sección de agotamiento será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{\text{agotamiento}} = \frac{19}{82.19} \cdot 100 = 23.12 \approx 24$$

Sección de rectificación

$$Z = 1.755 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 5.758 \text{ ft}$$

Si $Z=5.758 \text{ ft}$, la tabla AII.2.19 muestra que, para $Z_1=5 \text{ ft}$, $FI_1=15$, y que, para $Z_2=6 \text{ ft}$, $FI_2=20$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.70]:

$$FI = 18.79 \%$$

Por tanto, la eficacia global de la sección de rectificación vendrá dada por:

$$[AII.2.71] \Rightarrow E_{G \text{ rectificación}} = 68 \% \cdot \left(1 + \frac{18.79}{100}\right) = 80.78 \%$$

y el número de platos en la sección de rectificación será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{\text{rectificación}} = \frac{24}{80.78} \cdot 100 = 29.71 \approx 30$$

Como resultado, se tiene que:

$$NPR = NPR_{\text{agotamiento}} + NPR_{\text{rectificación}} = 24 + 30 = 54$$

Ahora sí, se puede concluir que la torre Tridecano consta de un total 54 platos reales, distribuidos de la siguiente manera:

Platos totales reales de la columna Tridecano: 54

}	30 en la sección de enriquecimiento
}	24 en la sección de agotamiento

Entrada de la alimentación: entre los platos 24 y 25 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado).

2.3.6. Diseño mecánico

El objetivo principal del diseño mecánico es determinar los espesores de la columna (y, consecuentemente, definir los diámetros internos y externos de la misma) y del faldón. Antes de centrar la atención en el cálculo de cada uno de ellos, se comentarán determinados aspectos o términos del diseño mecánico relacionados comunes a ambos:

⇒ *Código de construcción:*

Como ya se ha argumentado en la Memoria, éste será el Código ASME, Sección VIII, División I: Recipientes a Presión.

⇒ *Corrosión (C):*

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado 2.2.6), se estimará para las columnas de destilación un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in/año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.5 \text{ mm}$$

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E):*

Los valores de E para cada caso se recogen en la norma UW-12 del Código ASME-VIII-1 (tabla AII.2.20). Considerando la siguiente situación:

- Tipo de junta: junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.
- Control: examinación por zonas.

resulta un valor de eficiencia de la soldadura de $E = 0.80$.

2.3.6.1. Espesor de las columnas Tridecano. Espesor del aislante

Para el cálculo del espesor requerido de la torre se ha estimado los esfuerzos inducidos por las cargas combinadas de presión interna y presión del viento (se ha supuesto que las cargas de viento y de sismo no ocurren simultáneamente y, por ello, considerado el diseño por viento –mayor carga-). En relación al peso de la columna, se ha decidido obviarlo ya que, de manera general, la compresión debida a éste es insignificante y no es de carácter controlador.

Cabe indicar que toda la columna presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección o zona de la misma.

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (1)

Carga por Presión interna (1)

Se calculará el espesor requerido para soportar las cargas debidas a presión interna en los fondos de la columna, en las envolventes cilíndricas y en la sección cónica de separación entre las zonas de rectificación y agotamiento.

Aún así, antes de iniciar este cálculo es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, tanto para los platos como para toda la envolvente, acero inoxidable SA-240 Gr. 316.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

✘ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

✘ según la fórmula (para aceros inoxidables):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 3 + C \Rightarrow t_{\min} = 3 + 2.5 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 5.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 2.2.6.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que se ha realizado. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Teniendo en cuenta que en el interior de la torre de fraccionamiento no existe una columna de líquido continua y que la que hay entre plato y plato sólo ocupa una pequeña fracción del diámetro de dicha torre, únicamente tendría mención de columna real de líquido la presente en el fondo inferior. Dado que la altura de ésta está en torno a un metro (es decir, genera un presión próxima a 0.05 atm) y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

La temperatura máxima de operación en la columna Tridecano tiene lugar en las proximidades del plato 1; dicha temperatura es de 289.8 °C, correspondiente a la del vapor procedente del calderín. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 289.8 \text{ }^\circ\text{C} + 20 \text{ }^\circ\text{C} = 309.8 \text{ }^\circ\text{C} = 589.7 \text{ }^\circ\text{F}$$

\Rightarrow Tensión máxima admisible (S):

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.21), para carcasas de SA-240 Gr. 316 sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 589.7 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 17000 \text{ psi} = 117.21 \text{ MPa}$$

\Rightarrow Tipos de fondos y características técnicas:

Ambos fondos serán toriesféricos; la cuestión es si lo son tipo Klopper o Korbbogen. Usualmente, estos últimos están limitados a una de estas condiciones:

- * Presión de diseño igual o superior a 7 kg/cm².
- * Temperatura de diseño superior a 350 °C.
- * Recipientes verticales cuya relación altura/diámetro sea superior a 10 (sólo afectaría al fondo inferior).

Se puede comprobar a partir de los puntos anteriores que ninguna de las dos primeras condiciones está presente en la columna Tridecano. Por tanto, se puede confirmar que el fondo superior será de tipo Klopper. Con respecto al fondo inferior, se tendrá que verificar el cumplimiento de la tercera de las condiciones. Se hará inicialmente de manera aproximada:

- Altura:

En principio, se calculará la altura de la carcasa cilíndrica, esto es, la altura de la columna Tridecano obviando los fondos. Para ello, se conoce el distanciamiento entre platos¹ ($t_p=0.6$ m), el espesor de los platos ($e_p=2$ mm) y el número de platos ($N_p=54$). Se supondrá una distancia plato-fondo inferior (H_{p-fi}) y plato-fondo superior (H_{p-fs}) de 1 y 0.6 m, respectivamente:

$$[AII.2.76] \Rightarrow H_{carcasa} = 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (54 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 33.402 \text{ m}$$

¹ La distancia "t_p" la aplicamos entre los centros de gravedad de los platos.

- Diámetro:

Lo correcto sería tomar el diámetro exterior inferior de la columna Tridecano, es decir, el asociado a la sección de rectificación ($D_{o\ rect}$), ya que es la situación más adversa. Como no se dispone aún de espesores, se considerará el diámetro interior (la diferencia será mínima):

$$D = D_{o\ rect} \approx D_{i\ rect} = 2.464\ m$$

Según lo calculado, la relación altura/diámetro aproximada para la elección del tipo de fondo es:

$$\frac{H_{caracasa}}{D} = \frac{33.402\ m}{2.464\ m} = 13.56 > 10$$

Por consiguiente, el fondo inferior será de tipo Korbogen. No obstante, una vez se disponga de los resultados finales de diseño, se volverá a realizar esta comprobación de manera detallada.

Para realizar el diseño mecánico es necesario calcular las características técnicas de cada uno de los fondos (Especificación CEPSE ESP-1101-01; será una estimación aproximada, ya que no se dispone de espesores):

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbogen

- Radio mayor (L): $[AII.2.77] \Rightarrow L \approx 0.8 \cdot D_i = 0.8 \cdot 2.813\ m = 2.251\ m$
- Radio menor (r): $[AII.2.78] \Rightarrow r \approx 0.154 \cdot D_i = 0.154 \cdot 2.813\ m = 0.433\ m$
- Altura (H): $[AII.2.79] \Rightarrow H \approx 0.26 \cdot D_i = 0.26 \cdot 2.813\ m = 0.731\ m$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.80]$

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): $[AII.2.81] \Rightarrow L \approx D_i = 2.464\ m$
- Radio menor (r): $[AII.2.82] \Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{2.464\ m}{10} = 0.246\ m$
- Altura (H): $[AII.2.83] \Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 2.464\ m = 0.493\ m$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.84]$

⇒ *Ángulo de la carcasa cónica (α):*

Como ángulo de la carcasa cónica se referencia el ángulo existente entre las generatrices de dicha carcasa y la prolongación de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. Sustituyendo en la expresión [AII.2.85], se puede determinar el ángulo buscado:

$$\alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.813 \text{ m} - 2.464 \text{ m}}{2} \right)}{0.6 \text{ m}} \right] = 16.2^\circ$$

Tras exponer estos datos básicos necesarios, mostraremos el cálculo de los distintos espesores debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$):

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.813 \text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 3.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.0 \text{ mm}$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.813 \text{ m}}{2} \right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.0 \text{ mm}$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.464 \text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.6 \text{ mm}$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.464 \text{ m}}{2} \right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 5.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.3 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.813 \text{ m}}{4 \cdot \cos(16.2^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 3.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.1 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.813 \text{ m}}{2 \cdot \cos(16.2^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.3 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbogen

- $\frac{L}{r} = \frac{2.251 \text{ m}}{0.433 \text{ m}} = 5.195 < 16.6$:

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.251 \text{ m}}{0.433 \text{ m}} \right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.251 \text{ m} \cdot 1.320}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.3 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{2.464 \text{ m}}{0.246 \text{ m}} = 10 < 16.6$:

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.464 \text{ m}}{0.246 \text{ m}} \right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.464 \text{ m} \cdot 1.541}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 8.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 8.1 \text{ mm}$$

El hecho de que, tanto en la carcasa cilíndrica como en la tronco-cónica, aparezcan dos fórmulas de espesor diferentes, se debe a que la presión interna en un elemento cilíndrico o cónico produce dos tipos de tensiones: circunferenciales o transversales y axiales o longitudinales, siendo el valor de las primeras doble que el de las segundas. Aún así, se ha comprobado esta situación, considerando, finalmente, aquel espesor que sea mayor.

Carga por viento (1)

Al igual que la presión interna, el viento produce unas tensiones en las paredes del recipiente que pueden producir la inestabilidad mecánica del mismo. Por tal motivo, es necesario calcular los espesores requeridos para soportar los esfuerzos generados como consecuencia de las cargas de viento, de manera general, en las cuatro posiciones que fueron listadas en el apartado 2.2.6.1 (recordar que el cabezal inferior tipo Korbbogen no se ve expuesto a la carga de viento). En el caso particular que ocupa, en primer lugar, se determinará la altura de aquéllas de estas posiciones que sean relevantes para el cálculo del espesor final, esto es, las posiciones 1, 2 y 4. La posición 3 es insignificante por el siguiente motivo: se ha comprobado que el espesor requerido por presión interna para la envolvente cilíndrica de rectificación es menor que el correspondiente a la envolvente cilíndrica de agotamiento y envolvente tronco-cónica; por tanto, la diferencia entre los espesores finales de las zonas comparadas será aún más acentuada como consecuencia de que el espesor requerido por la carga de viento disminuye conforme se asciende a través de la torre de destilación (mayor altura, menor momento). No obstante, también se tendrá en cuenta la posición 3, única y exclusivamente porque su análisis será solicitado en el apartado 2.3.6.3.

Posición 1

Según la experiencia, para columnas de la altura de la torre Tridecano suele ser aconsejable una distancia entre el suelo y la parte más baja del fondo Korbbogen de 2.5 m ($H_{\text{suelo-f Kor}}$). Por tanto, según la expresión [AII.2.92], se tiene:

$$H_{\text{pos 1}} = 2.5 \text{ m} + 0.731 \text{ m} = 3.231 \text{ m} = 10.602 \text{ ft}$$

Posición 2

$$\begin{aligned} \bullet [AII.2.93] \Rightarrow H_{\text{pos 2}} &= 3.231 \text{ m} + 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (24 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} = 18.032 \text{ m} = \\ &= 59.162 \text{ ft} \end{aligned}$$

Posición 3

$$\bullet [AII.2.94] \Rightarrow H_{\text{pos 3}} = 13.032 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 13.632 \text{ m} = 44.710 \text{ ft}$$

Posición 4

$$\bullet H_{pos4} = H_{pos3} + (N_{p \text{ rectificación}} - 1) \cdot t_p + 0.5 \cdot e_p + H_{p-f \text{ Klo}} \quad [\text{AII.2.154}] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow H_{pos4} = 18.632 \text{ m} + (30 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 36.633 \text{ m} = 120.188 \text{ ft}$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante [AII.2.95]:

$$\Rightarrow q_s \text{ (lb/ft}^2\text{)}:$$

$$\text{Velocidad básica del viento} = 80 \text{ mph} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.22}} q_s = 17 \text{ lb/ft}^2$$

$$\Rightarrow C_q:$$

$$\text{Torre cilíndrica con diferentes conexiones} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.23}} C_q = 0.9$$

$$\Rightarrow C_e:$$

Mediante la tabla AII.2.24, considerando una exposición del tipo C y las alturas de las diferentes posiciones, se determina para cada caso el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C_e	P_w , lb/ft ² (Pa) [AII.2.95]
1	10.602	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	59.162	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
3	61.130	60-100	1.6	24.48 (1172.11)
4	120.188	100-150	1.8	27.54 (1318.62)

TABLA AII.2.46: Resultados de C_e y P_w para las columnas Tridecano (I)

Seguidamente, se calculará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es [AII.2.96], que, a su vez, requerirá del uso de las expresiones [AII.2.97] y [AII.2.98]. De todas las variables presentes en dichas expresiones, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

$$\bullet [\text{AII.2.101}] \Rightarrow D_{\text{aisl agot}} \approx D_{i \text{ agot}} = 2.813 \text{ m}$$

$$\bullet [\text{AII.2.102}] \Rightarrow D_{\text{aisl rect}} \approx D_{i \text{ rect}} = 2.464 \text{ m}$$

- $[AII.2.103] \Rightarrow H'_{agot} = 18.032 \text{ m} + \frac{0.6 \text{ m}}{2} = 18.332 \text{ m}$
- $H'_{rect} = (H_{pos 4} - H_{pos 3}) + \frac{t_p}{2} [AII.2.155] \Rightarrow H'_{rect} = (36.633 \text{ m} - 18.632 \text{ m}) + \frac{0.6 \text{ m}}{2} = 18.301 \text{ m}$
- $[AII.2.99] \Rightarrow h_{agot} = \frac{18.332 \text{ m}}{2} = 9.166 \text{ m}$
- $[AII.2.100] \Rightarrow h_{rect} = 18.332 \text{ m} + \frac{18.301 \text{ m}}{2} = 27.483 \text{ m}$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T será necesario considerar cada posición:

Posición 1

\Rightarrow Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.813 \text{ m} \cdot 18.332 \text{ m} = 45337.29 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 45337.29 \text{ N} \cdot 9.166 \text{ m} = 415571.64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

\Rightarrow Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.464 \text{ m} \cdot 18.301 \text{ m} = 39635.07 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 39635.07 \text{ N} \cdot 27.483 \text{ m} = 1089288.44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 42337.29 \text{ N} + 39635.07 \text{ N} = 84972.37 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 415571.64 \text{ N} \cdot \text{m} + 1089288.44 \text{ N} \cdot \text{m} = 1504860.08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos 1}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1504860.08 \text{ N} \cdot \text{m} - 3.231 \text{ m} \cdot (84972.37 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.813 \text{ m} \cdot 3.231 \text{ m}) = 1243188.99 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 2

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1098.85\ Pa \cdot 2.813\ m \cdot 18.332\ m = 56671.62\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 56671.62\ N \cdot 9.166\ m = 519464\ N \cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1098.85\ Pa \cdot 2.464\ m \cdot 18.301\ m = 49543.84\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 49543.84\ N \cdot 27.483\ m = 1361610.55\ N \cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 56671.62\ N + 49543.84\ N = 106215.46\ N$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 519464.55\ N \cdot m + 1361610.55\ N \cdot m = 1881075.10\ N \cdot m$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 2}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1881075.10\ N \cdot m - 18.032\ m \cdot (106215.46\ N - 0.5 \cdot 1098.85\ Pa \cdot 2.813\ m \cdot 18.032\ m) = 468353.20\ N \cdot m$$

Posición 3

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1172.11\ Pa \cdot 2.813\ m \cdot 18.332\ m = 60449.73\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 60449.73\ N \cdot 9.166\ m = 554095.52\ N \cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1172.11\ Pa \cdot 2.464\ m \cdot 18.301\ m = 52846.77\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 52846.77\ N \cdot 27.483\ m = 1452384.58\ N \cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 60449.73 \text{ N} + 52846.77 \text{ N} = 113296.49 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 554095.52 \text{ N}\cdot\text{m} + 1452384.58 \text{ N}\cdot\text{m} = 2006480.10 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos 3}, D_{aisl agot/rect} = D_{aisl rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 2006480.10 \text{ N}\cdot\text{m} - 18.632 \text{ m} \cdot (113296.49 \text{ N} - 0.5 \cdot 1172.11 \text{ Pa} \cdot 2.464 \text{ m} \cdot 18.632 \text{ m}) = 396738.42 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Posición 4

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl agot/rect} = D_{aisl agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1318.62 \text{ Pa} \cdot 2.813 \text{ m} \cdot 18.332 \text{ m} = 68005.94 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 68005.94 \text{ N} \cdot 9.166 \text{ m} = 623357.46 \text{ N}\cdot\text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl agot/rect} = D_{aisl rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1318.62 \text{ Pa} \cdot 2.464 \text{ m} \cdot 18.301 \text{ m} = 59452.61 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 59452.61 \text{ N} \cdot 27.483 \text{ m} = 1633932.66 \text{ N}\cdot\text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 68005.94 \text{ N} + 59452.61 \text{ N} = 127458.55 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 623357.46 \text{ N}\cdot\text{m} + 1633932.66 \text{ N}\cdot\text{m} = 2257290.12 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos 4}, D_{aisl agot/rect} = D_{aisl rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 2257290.12 \text{ N}\cdot\text{m} - 36.633 \text{ m} \cdot (127458.55 \text{ N} - 0.5 \cdot 1318.62 \text{ Pa} \cdot 2.464 \text{ m} \cdot 36.633 \text{ m}) = -232130.66 \text{ N}\cdot\text{m} < 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Una vez conocido el momento, se calculará, a partir de [AII.2.105], el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición, tras, previamente, haber estimado $R_{i\text{ medio}}$ mediante [AII.2.106]:

$$R_{i\text{ medio}} = \frac{18.332 \text{ m} \cdot \left(\frac{2.813 \text{ m}}{2} \right) + 18.301 \text{ m} \cdot \left(\frac{2.464 \text{ m}}{2} \right)}{18.332 \text{ m} + 18.301 \text{ m}} = 1.319 \text{ m}$$

Posición 1

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{1243188.99 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.319 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.4 \cdot 10^{-3} = 2.4 \text{ mm}$$

Posición 2

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{468353.20 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.319 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 9 \cdot 10^{-4} = 0.9 \text{ mm}$$

Posición 3

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{396738.42 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.319 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 8 \cdot 10^{-4} = 0.8 \text{ mm}$$

Posición 4

En esta posición el momento del viento es nulo.

Tal y como se estableció en este apartado a raíz de los resultados de espesores requeridos por carga de presión interna y de las aclaraciones con respecto a las posiciones relevantes en el cálculo del espesor debido a la presión del viento, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento, envolvente tronco-cónica y al fondo toriesférico tipo Klopper:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{viento} (\text{Pos 1}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 6.0 \text{ mm} + 2.4 \text{ mm} = 8.4 \text{ mm} > 8.1 \text{ mm} > 7.2 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{viento} (\text{Pos 2}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 6.3 \text{ mm} + 0.9 \text{ mm} = 7.2 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$t_{viento} (\text{Pos 4}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 8.1 \text{ mm} + 0.00 \text{ mm} = 8.1 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor de la columna Tridecano será obtenido a partir del espesor de 8.4 mm. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.108] \Rightarrow t_{col}^C = 8.4 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 11.0 \text{ mm} > t_{mín} = 5.5 \text{ m}$$

Finalmente, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 11.0 mm. A partir de la tabla de espesores estándares (tabla AII.2.26), se puede concluir que:

$$t_{col} = 11.1 \text{ mm}$$

Llegado este momento, se ha de “reformular” el problema. Hasta entonces se ha considerado como diámetros interiores de las secciones de agotamiento y enriquecimiento 2.813 y 2.464 m, respectivamente. Sin embargo, siguiendo el mismo procedimiento que con el espesor, y ahora que se conoce éste, se debe estandarizar el diámetro de la columna, bien el interior, bien el exterior. Si se consulta la tabla de diámetros estándares de recipientes (tabla AII.2.27), los diámetros comerciales superiores más próximos a los citados anteriormente son:

$$2.813 \text{ m} \rightarrow 2.896 \text{ m}$$

$$2.464 \text{ m} \rightarrow 2.591 \text{ m}$$

Siempre que sea viable, con el fin de desviarse del diámetro inicial lo mínimo posible, se seleccionará como diámetro estándar el exterior. Tanto en el caso del diámetro de la sección de agotamiento como en el de la sección de rectificación es factible aplicar tal medida. Así, queda:

Sección de agotamiento

- $D_{o \text{ agot}} = 2.896 \text{ m}$
- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{i \text{ agot}} = 2.896 \text{ m} - 2 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.873 \text{ m}$

Sección de rectificación

- $D_{o \text{ rect}} = 2.591 \text{ m}$
- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{i \text{ rect}} = 2.591 \text{ m} - 2 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.569 \text{ m}$

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá la columna de destilación. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 309.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al agot}} = 2.896 \text{ m} \rightarrow D > 0.762 \text{ m} \\ D_{\text{no min al rect}} = 2.591 \text{ m} \rightarrow D > 0.762 \text{ m} \end{array} \right\} t_{\text{aisl}} = 178 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante (D_{aisl}) de la columna Tridecano son:

- [AII.2.101] $\Rightarrow D_{\text{aisl agot}} = 2.896 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 3.252 \text{ m}$
- [AII.2.102] $\Rightarrow D_{\text{aisl rect}} = 2.591 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 2.947 \text{ m}$

Una vez que se tienen las posibles medidas estándares definitivas de las columna Tridecano, se ha de repetir nuevamente todo el procedimiento de cálculo del espesor (pero, en esta ocasión, sin ciertas aproximaciones), con el fin de confirmar que para tales medidas el espesor seleccionado es el adecuado (lógicamente, no se mostrarán aspectos invariantes como tipo de material, temperatura y presión de diseño, espesor mínimo, etc.):

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (2)

No se presentarán los resultados de este segundo cálculo debido a que el mismo supone un paso intermedio y no definitivo, ya que se comprueba que el espesor requerido es de:

$$11.4 \text{ mm} > t_{\text{col}} = 11.1 \text{ mm}$$

Como consecuencia, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 11.1 mm, esto es (tabla AII.2.26):

$$t_{\text{col}} = 12.7 \text{ mm}$$

Así, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros internos de las secciones de agotamiento y rectificación se ven modificados con respecto a los mostrados anteriormente (no así los diámetros externos de la columna con o sin aislante):

Sección de agotamiento

- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{i \text{ agot}} = 2.896 \text{ m} - 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.870 \text{ m}$

Sección de rectificación

- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{i \text{ rect}} = 2.591 \text{ m} - 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.565 \text{ m}$

Nuevamente, a partir de estas segundas posibles medidas estándares definitivas de la columna Tridecano, se aplicará todo el procedimiento de cálculo del espesor, con el fin de confirmar que para tales medidas el espesor seleccionado es el adecuado (como se comentó previamente, no se mostrarán aspectos invariantes como tipo de material, temperatura y presión de diseño, espesor mínimo, etc.):

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (3)

Carga por Presión interna (3)

\Rightarrow *Tipos de fondos y características técnicas:*

Previamente, se estableció que el fondo superior sería toriesférico de tipo Klopper y, de forma aproximada, que el inferior sería de tipo Korbbogen. Entonces, se calcularán las características técnicas de cada uno de ellos y, posteriormente, se comprobará con precisión si la decisión tomada fue la correcta.

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbbogen

- Radio mayor (L): $[AII.2.77] \Rightarrow L = 0.8 \cdot 2.896 \text{ m} = 2.316 \text{ m}$
- Radio menor (r): $[AII.2.78] \Rightarrow r = 0.154 \cdot 2.896 \text{ m} = 0.446 \text{ m}$
- Altura (H): $[AII.2.79] \Rightarrow H = 0.26 \cdot 2.896 \text{ m} = 0.753 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.80] \Rightarrow h = 3.5 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \text{ mm}$

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): [AII.2.81] $\Rightarrow L = 2.591 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.82] $\Rightarrow r = \frac{2.591 \text{ m}}{10} = 0.259 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.83] $\Rightarrow H = 0.2 \cdot 2.591 \text{ m} = 0.518 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.84] $\Rightarrow h = 3.5 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \text{ mm}$

A continuación, se verifica si la relación altura/diámetro definitiva es superior a 10:

La altura de la columna Tridecano viene dada por la expresión [AII.2.110] (*Sin incluir la zona comprendida entre los platos 24 y 25). Se calcularán los miembros de la misma que son desconocidos:

- [AII.2.111] $\Rightarrow H_{\text{agot}} = 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (24 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} = 14.801 \text{ m}$
- [AII.2.112] $\Rightarrow H_{\text{rect}} = (30 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 18.001 \text{ m}$

↓[AII.2.110]

$$H_{\text{col}} = 0.753 \text{ m} + 14.801 \text{ m} + 0.6 \text{ m} + 18.001 \text{ m} + 0.518 \text{ m} = 34.673 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta que $D = D_{o \text{ rect}} = 2.591 \text{ m}$, resulta la siguiente relación altura/diámetro:

$$\frac{H_{\text{col}}}{D} = \frac{34.673 \text{ m}}{2.591 \text{ m}} = 13.38 > 10$$

Por consiguiente, se confirma que la opción de un fondo toriesférico tipo Korbogen para el fondo inferior de la columna Tridecano es la adecuada.

\Rightarrow Ángulo de la carcasa cónica (α):

$$[AII.2.85] \Rightarrow \alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.870 \text{ m} - 2.565 \text{ m}}{2} \right)}{0.6 \text{ m}} \right] = 14.3^\circ$$

Tras exponer estos datos básicos necesarios, se mostrará el cálculo de los distintos espesores debido a presión interna ($t_{P_{int}}$):

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.870 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 3.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.1 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.870 \text{ m}}{2}\right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.1 \text{ mm}$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.565 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.7 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.565 \text{ m}}{2}\right)}{117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 5.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.5 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.870 \text{ m}}{4 \cdot \cos(14.25^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 3.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.1 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.870 \text{ m}}{2 \cdot \cos(14.25^\circ) \cdot (117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.3 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbbogen

- $\frac{L}{r} = \frac{2.316 \text{ m}}{0.446 \text{ m}} = 5.195 < 16.6 :$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.316 \text{ m}}{0.446 \text{ m}} \right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.316 \text{ m} \cdot 1.320}{2.117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.5 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$\bullet \frac{L}{r} = \frac{2.591 \text{ m}}{0.259 \text{ m}} = 10 < 16.6 :$$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.591 \text{ m}}{0.259 \text{ m}} \right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$[AII.2.91] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.591 \text{ m} \cdot 1.541}{2.117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 8.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 8.5 \text{ mm}$$

Carga por viento (3)

En primer lugar, se determinará la altura de las posiciones de interés:

Posición 1

$$[AII.2.92] \Rightarrow H_{pos 1} = 2.5 \text{ m} + 0.753 \text{ m} = 3.253 \text{ m} = 10.672 \text{ ft}$$

Posición 2

$$[AII.2.113] \Rightarrow H_{pos 2} = 3.253 \text{ m} + 14.801 \text{ m} = 18.054 \text{ m} = 59.232 \text{ ft}$$

* Sin incluir la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

Posición 3

$$[AII.2.94] \Rightarrow H_{pos 3} = 18.054 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 18.654 \text{ m} = 61.200 \text{ ft}$$

Posición 4

$$\bullet H_{pos 4} = H_{pos 3} + H_{rect} \quad [AII.2.156] \Rightarrow H_{pos 4} = 18.654 \text{ m} + 18.001 \text{ m} = 36.655 \text{ m} = 120.259 \text{ ft}$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante [AII.2.95]:

$\Rightarrow q_s$ (lb/ft²):

$$\text{Velocidad básica del viento} = 80 \text{ mph} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.22}} q_s = 17 \text{ lb/ft}^2$$

$\Rightarrow C_q$:

Torre cilíndrica con diferentes conexiones $\xrightarrow{\text{Tabla AII.2.23}} C_q = 0.9$

$\Rightarrow C_e$:

Mediante la tabla AII.2.24, considerando una exposición del tipo C y las alturas de las diferentes posiciones, se estimará para cada caso el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C_e	P_w , lb/ft ² (Pa) [AII.2.95]
1	10.672	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	59.232	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
3	61.200	60-100	1.6	24.48 (1172.11)
4	120.259	100-150	1.8	27.54 (1318.62)

TABLA AII.2.47: Resultados de C_e y P_w para la columna Tridecano (II)

Seguidamente, se determinará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es [AII.2.96], que, a su vez, requerirá del uso de las expresiones [AII.2.97] y [AII.2.98]. De todas las variables presentes en dichas expresiones, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

- [AII.2.101] $\Rightarrow D_{\text{aisl agot}} = 2.896 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 3.252 \text{ m}$
- [AII.2.102] $\Rightarrow D_{\text{aisl rect}} = 2.591 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 2.947 \text{ m}$
- [AII.2.103] $\Rightarrow H'_{\text{agot}} = 18.054 \text{ m} + \frac{0.6 \text{ m}}{2} = 18.354 \text{ m}$
- [AII.2.155] $\Rightarrow H'_{\text{rect}} = (36.655 \text{ m} - 18.654 \text{ m}) + \frac{0.6 \text{ m}}{2} = 18.301 \text{ m}$

- $[AII.2.99] \Rightarrow h_{agot} = \frac{18.354 \text{ m}}{2} = 9.177 \text{ m}$
- $[AII.2.100] \Rightarrow h_{rect} = 18.354 \text{ m} + \frac{18.301 \text{ m}}{2} = 27.504 \text{ m}$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T se tendrá que considerar cada posición:

Posición 1

\Rightarrow Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl \ agot/rect} = D_{aisl \ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 3.252 \text{ m} \cdot 18.354 \text{ m} = 52463.06 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 52463.06 \text{ N} \cdot 9.177 \text{ m} = 481449.71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

\Rightarrow Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl \ agot/rect} = D_{aisl \ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.947 \text{ m} \cdot 18.301 \text{ m} = 47408.33 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 47408.33 \text{ N} \cdot 27.504 \text{ m} = 1303935.56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 52463.06 \text{ N} + 47408.33 \text{ N} = 99871.39 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 481449.71 \text{ N} \cdot \text{m} + 1303935.56 \text{ N} \cdot \text{m} = 1785385.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos \ 1}, D_{aisl \ agot/rect} = D_{aisl \ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1785385.27 \text{ N} \cdot \text{m} - 3.253 \text{ m} \cdot (99871.39 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 3.252 \text{ m} \cdot 3.253 \text{ m}) = 1475640.71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 2

\Rightarrow Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl \ agot/rect} = D_{aisl \ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1098.85 \text{ Pa} \cdot 3.252 \text{ m} \cdot 18.354 \text{ m} = 65578.82 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 65578.82 \text{ N} \cdot 9.177 \text{ m} = 601812.13 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1098.85 \text{ Pa} \cdot 2.947 \text{ m} \cdot 18.301 \text{ m} = 59260.41 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 59260.41 \text{ N} \cdot 27.504 \text{ m} = 1629919.46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 65578.82 \text{ N} + 59260.41 \text{ N} = 124839.23 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 601812.13 \text{ N} \cdot \text{m} + 1629919.46 \text{ N} \cdot \text{m} = 2231731.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 2}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 2231731.59 \text{ N} \cdot \text{m} - 18.054 \text{ m} \cdot (124839.23 \text{ N} - 0.5 \cdot 1098.85 \text{ Pa} \cdot 3.252 \text{ m} \cdot 18.054 \text{ m}) = 560201.31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 3

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1172.11 \text{ Pa} \cdot 3.252 \text{ m} \cdot 18.354 \text{ m} = 69950.74 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 69950.74 \text{ N} \cdot 9.177 \text{ m} = 641932.94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1172.11 \text{ Pa} \cdot 2.947 \text{ m} \cdot 18.301 \text{ m} = 63211.11 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 63211.11 \text{ N} \cdot 27.27.504 \text{ m} = 1738580.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 69950.74 \text{ N} + 63211.11 \text{ N} = 133161.85 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 641932.94 \text{ N} \cdot \text{m} + 1738580.75 \text{ N} \cdot \text{m} = 2380513.69 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 3}, D_{aisl\ agot/rect} = D'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 2380513.69\ N\cdot m - 18.654\ m \cdot (133161.85\ N - 0.5 \cdot 1172.11\ Pa \cdot 2.947\ m \cdot 18.654\ m) = 497464.39\ N\cdot m$$

Posición 4

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1318.62\ Pa \cdot 3.252\ m \cdot 18.354\ m = 78694.59\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 78694.59\ N \cdot 9.177\ m = 722174.56\ N\cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1318.62\ Pa \cdot 2.947\ m \cdot 18.301\ m = 71112.49\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 71112.49\ N \cdot 27.504\ m = 1955903.35\ N\cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 78694.59\ N + 71112.49\ N = 149807.08\ N$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 722174.56\ N\cdot m + 1955903.35\ N\cdot m = 2678077.91\ N\cdot m$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 4}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 2678077.91\ N\cdot m - 36.655\ m \cdot (149807.08\ N - 0.5 \cdot 1318.62\ Pa \cdot 2.947\ m \cdot 36.655\ m) = -202696.71\ N\cdot m < 0\ N\cdot m$$

Una vez conocido el momento, se calculará, a partir de [AII.2.105], el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición, tras, previamente, haber estimado $R_{i\ medio}$ mediante [AII.2.106]:

$$R_{i\ medio} = \frac{18.354\ m \cdot \left(\frac{2.870\ m}{2}\right) + 18.301\ m \cdot \left(\frac{2.565\ m}{2}\right)}{18.354\ m + 18.301\ m} = 1.359\ m$$

Posición 1

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{1475627.53\ N\cdot m}{(1.359\ m)^2 \cdot \pi \cdot 117210000\ Pa \cdot 0.8} = 2.7 \cdot 10^{-3} = 2.7\ mm$$

Posición 2

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{560201.31 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.359 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 1.0 \cdot 10^{-3} = 1.0 \text{ mm}$$

Posición 3

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{497455.13 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.359 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 117210000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 9 \cdot 10^{-4} = 0.9 \text{ mm}$$

Posición 4

En esta posición el momento del viento es nulo.

Así, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento, envolvente tronco-cónica y al fondo toriesférico tipo Klopper:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{viento} (\text{Pos 1}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 6.1 \text{ mm} + 2.7 \text{ mm} = 8.8 \text{ mm} > 8.5 \text{ m} > 7.3 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{viento} (\text{Pos 2}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 6.3 \text{ mm} + 1.0 \text{ mm} = 7.3 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$t_{viento} (\text{Pos 4}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín \text{ calc}} = 8.5 \text{ mm} + 0.00 \text{ mm} = 8.5 \text{ mm}$$

De la misma manera que en la aplicación inicial del procedimiento de cálculo, el espesor de la columna Tridecano será obtenido a partir del espesor de la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento (8.8 mm). Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.108] \Rightarrow t_{col}^C = 8.8 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 11.4 \text{ mm} > t_{mín} = 5.5 \text{ m}$$

Y, por tanto, se puede comprobar que el espesor comercial inmediatamente superior a 11.4 mm es 12.7 m, coincidente con el utilizado para todos los cálculos de

este tercer y último procedimiento. Entonces, se confirman las medidas estándares presentadas al final del *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento* (2).

Como consecuencia, los diámetros de los platos se ven mínimamente modificados con respecto a sus valores de partida, siendo sus valores definitivos los “nuevos” diámetros interiores de la columna Tridecano, esto es:

$$T_{agot} = 2.870 \text{ m}$$

$$T_{rect} = 2.565 \text{ m}$$

Una vez obtenida esta conclusión, se ha tenido que recalcular las diferentes dimensiones del plato (área neta, área activa, longitud de los derramaderos, etc.), resultados que ya han sido presentados en el apartado anterior de diseño hidráulico (Ver NOTA al final del apartado 2.3.4).

2.3.6.2. Espesor del faldón de las columnas Tridecano

En el caso concreto que ocupa, para el cálculo del espesor requerido del faldón de la torre se ha considerado que éste se ve expuesto fundamentalmente a las cargas combinadas de viento y peso.

Antes de adentrarse en el cálculo del espesor, comentar que, aunque parezca que ase ha dado por supuesta la utilización del faldón como elemento de sustentación, ésta ha sido debidamente justificada, tal y como se verá. Así, está recomendado el uso de faldones en cualquiera de las siguientes situaciones:

- ✘ El diámetro de la envolvente sea superior a 1.5 m ($D_{o\ agot}=2.896 \text{ m}$).
- ✘ La relación altura/diámetro del recipiente sea mayor que 5 ($H_{col}/D=13.38$).
- ✘ Puedan esperarse vibraciones (debido al viento, las torres altas vibran).
- ✘ La masa del recipiente lleno de agua sea superior a 15000 kg (Peso: 147150 N).

Es suficiente el cumplimiento de una de éstas para que esté argumentada la utilización del faldón; aún así, entre paréntesis se muestra que la columna Tridecano satisface las tres primeras (y la última también, aunque su cálculo se presentará más adelante).

CÁLCULO DEL ESPESOR DEL FALDÓN DEBIDO A PRESIÓN DEL VIENTO Y PESO DE LA TORRE

Carga por Presión del viento

En primer lugar, antes de iniciar este cálculo, es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, a diferencia de la columna, acero al carbono SA-283 Gr. C.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 7.5 \text{ mm}$.

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E):*

Aunque al inicio del apartado 2.3.6 se citó como aspecto común a todo el diseño mecánico un valor de eficiencia de la soldadura de 0.8, en el caso particular de la eficiencia de la junta del faldón al fondo toriesférico, para soldadura a tope, E es igual a 0.6.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

Se adoptará como temperatura de diseño la considerada para la columna Tridecano, esto es, 309.8 °C (589.7 °F), la cual conlleva, en este caso, un alto coeficiente de seguridad.

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

El valor de la tensión máxima admisible para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 589.7 °F) es, según la tabla AII.2.30, de:

$$S = 13000 \text{ psi} = 89.63 \text{ MPa}$$

Ahora sí, es posible afrontar el cálculo del espesor del faldón debido a la presión del viento (t_{viento}). La fórmula para ello, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, es [AII.2.114], donde cabe destacar que el valor de M_T es el calculado para la posición 1 en el punto de *carga debida a presión del viento* del apartado 2.3.6.1 (el significado de las restantes variables fue expuesto en el apartado 2.2.6.2). Si se sustituye en la citada fórmula:

$$t_{\text{viento}} = \frac{1475640.62 \text{ N}\cdot\text{m}}{\left(\frac{2.896 \text{ m}}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 4.2 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.2 \text{ mm}$$

Carga debida al peso de la torre

Tal y como hecho anteriormente con la carga por presión del viento, en primer lugar, antes de iniciar los cálculos, es fundamental conocer una serie de datos (no se repetirán los comunes al caso previo):

⇒ Densidad del material de la columna:

La densidad del acero inoxidable seleccionado para la columna Tridecano es:

$$\rho_{\text{acero}} = 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del aislante:

La densidad del aislante de fibra de vidrio es (tabla AII.2.28) es:

$$\rho_{\text{aisl}} = 48 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del líquido de operación (parafinas o agua de prueba):

En el caso rutinario de operación de la columna, se considerará aquella densidad que corresponde al líquido más denso de la columna, es decir, al procedente del acumulador de reflujo –menor temperatura- (dada la similitud entre las parafinas con las

que se trabaja, ejerce una mayor influencia la temperatura que la composición sobre la densidad):

$$\rho_{\text{paraf operación}} = 550.89 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

En el caso particular de la prueba de presión a la que se tiene que someter la columna de destilación, la densidad del líquido de operación será la del fluido de prueba, esto es, agua a 10 °C:

$$\rho_{\text{agua operación}} = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

Centrándose ya explícitamente en el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso}), la fórmula que va a permitir su cálculo es [AII.2.115]. Antes de aplicarla, se tendrá que determinar la única variable desconocida, el peso total de la columna en operación, el cual vendrá dado por la suma del peso total del armado (W_{arm}) y el peso total del líquido de operación ($W_{\text{operación}}$) [AII.2.116]:

Peso total del armado

En primer lugar, se estimará el volumen de la estructura de acero principal, para, seguidamente, calcular su peso asociado; luego, se hará lo propio con el material aislante:

→ Peso estructura acero:

- Volumen del fondo Korbogen:

$$[AII.2.117] \Rightarrow V_{f \text{ Kor}}^{\text{acero}} = 0.13 \cdot [(2.896 \text{ m})^3 - (2.870 \text{ m})^3] = 0.0823 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.118] \Rightarrow V_{\text{agot}}^{\text{acero}} = 14.801 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.896 \text{ m})^2 - (2.870 \text{ m})^2]}{4} = 1.7023 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen de la carcasa cónica:

$$[AII.2.119] \Rightarrow V_{cono}^{acero} = 0.2618 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot \left[(2.896 \text{ m})^2 + 2.896 \text{ m} \cdot 2.591 \text{ m} + 2.591^2 \right] - 0.2618 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot \left[(2.870 \text{ m})^2 + 2.870 \text{ m} \cdot 2.565 \text{ m} + (2.565 \text{ m})^2 \right] = 0.0654 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.120] \Rightarrow V_{rect}^{acero} = 18.001 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{\left[(2.591 \text{ m})^2 - (2.565 \text{ m})^2 \right]}{4} = 1.8515 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.2.121] \Rightarrow V_{f Klo}^{acero} = 0.1 \cdot \left[(2.591 \text{ m})^3 - (2.565 \text{ m})^3 \right] = 0.0506 \text{ m}^3$$

- Volumen de los platos:

$$[AII.2.122] \Rightarrow V_p = 24 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(2.870 \text{ m})^2}{4} - 0.639 \text{ m}^2 \right] + 30 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(2.565 \text{ m})^2}{4} - 0.503 \text{ m}^2 \right] = 0.5598 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la estructura de acero principal:

$$[AII.2.123] \Rightarrow V_{arm\ acero} = 0.0823 \text{ m}^3 + 1.7023 \text{ m}^3 + 0.0654 \text{ m}^3 + 1.8515 \text{ m}^3 + 0.0506 \text{ m}^3 + 0.5598 \text{ m}^3 = 4.3120 \text{ m}^3$$

Por tanto, conocida la densidad del acero, es posible obtener, fácilmente, el peso total de la estructura de acero principal:

$$[AII.2.124] \Rightarrow W_{arm\ acero} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 7750.37 \text{ Kg/m}^3 \cdot 4.3120 \text{ m}^3 = 327848.68 \text{ N}$$

Se seguirá un procedimiento idéntico para obtener el peso debido al material aislante:

→ Peso material aislante:

- Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Korbogen:

$$[AII.2.125] \Rightarrow V_{f Kor}^{aisl} = 0.13 \cdot \left[(3.252 \text{ m})^3 - (2.896 \text{ m})^3 \right] = 1.3131 \text{ m}^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.126] \Rightarrow V_{agot}^{aisl} = 14.801 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(3.252 \text{ m})^2 - (2.896 \text{ m})^2]}{4} = 25.4378 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cónica:

$$[AII.2.127] \Rightarrow V_{cono}^{aisl} = 0.262 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot [(3.252 \text{ m})^2 + 3.252 \text{ m} \cdot 2.947 \text{ m} + (2.947 \text{ m})^2] - 0.262 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot [(2.896 \text{ m})^2 + 2.896 \text{ m} \cdot 2.591 \text{ m} + (2.591 \text{ m})^2] = 0.9801 \text{ m}^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.128] \Rightarrow V_{rect}^{aisl} = 18.001 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.947 \text{ m})^2 - (2.591 \text{ m})^2]}{4} = 27.8698 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Klopper:

$$[AII.2.129] \Rightarrow V_{f\text{ Klo}}^{aisl} = 0.1 \cdot [(2.947 \text{ m})^3 - (2.591 \text{ m})^3] = 0.8199 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la fibra de vidrio:

$$[AII.2.130] \Rightarrow V_{arm\ aisl} = 1.3131 \text{ m}^3 + 25.4378 \text{ m}^3 + 0.9801 \text{ m}^3 + 27.8698 \text{ m}^3 + 0.8199 \text{ m}^3 = 56.4207 \text{ m}^3$$

Por tanto, conocida la densidad de la fibra de vidrio, es posible obtener, fácilmente, el peso total de este material en la columna:

$$[AII.2.131] \Rightarrow W_{arm\ aisl} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 48 \text{ Kg/m}^3 \cdot 56.4207 \text{ m}^3 = 26567.38 \text{ N}$$

Entonces, la suma de los contribuyentes principales al peso del armado da lugar a:

$$[AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 327848.68 \text{ N} + 26567.38 \text{ N} = 354416.05 \text{ N}$$

Finalmente, para obtener el peso total real del armado, se le agregará a W'_{arm} un 25 %, porcentaje que cubre el peso de elementos tales como escaleras, plataformas,

tuberías, soldaduras, etc., y los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación:

$$W_{arm} = 1.25 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.25 \cdot 354416.05 = 443020.06 \text{ N}$$

Peso total del líquido de operación

En primer lugar, se determinará el volumen que puede alojar la columna Tridecano:

- Volumen del fondo Korbogen:

$$[AII.2.133] \Rightarrow V_{fKor} = 0.13 \cdot (2.870 \text{ m})^3 = 3.0738 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.134] \Rightarrow V_{agot} = 14.801 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{(2.870 \text{ m})^2}{4} = 95.7582 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen de la carcasa cónica:

$$[AII.2.135] \Rightarrow V_{cono} = 0.262 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot \left[(2.870 \text{ m})^2 + 2.870 \text{ m} \cdot 2.565 \text{ m} + (2.565 \text{ m})^2 \right] = 3.4844 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.136] \Rightarrow V_{rect} = 18.001 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{(2.565 \text{ m})^2}{4} = 93.0406 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 24 y 25.

- Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.2.137] \Rightarrow V_{fKlo} = 0.1 \cdot (2.565 \text{ m})^3 = 1.6884 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total interior de la columna Tridecano:

$$[AII.2.138] \Rightarrow V_{col} = 3.0738 \text{ m}^3 + 95.7582 \text{ m}^3 + 3.4844 \text{ m}^3 + 93.0406 \text{ m}^3 + 1.6884 \text{ m}^3 = 197.0454 \text{ m}^3$$

* No se le ha deducido el volumen de los platos, del vertedero y del faldón del vertedero al considerarlos insignificantes frente a los otros.

Por tanto, conocida la densidad del líquido de operación (se considera la del agua de prueba, ya que dará lugar a la situación más desfavorable –densidad notablemente superior a la de las parafinas–), es posible obtener, fácilmente, el peso del líquido de operación en la columna:

$$[AII.2.139] \Rightarrow W_{operación} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 197.0454 \text{ m}^3 = 1933015.62 \text{ N}$$

Dado que ya se conoce el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, es posible determinar el peso total de la columna en operación a partir de la expresión [AII.2.116]:

$$W = 443020.06 \text{ N} + 1933015.62 \text{ N} = 2376035.68 \text{ N}$$

* Justificación (innecesaria) del uso del faldón: $2376035.68 \text{ N} (242205.47\text{kg}) > 147150 \text{ N} (15000 \text{ kg})$.

Y sustituyendo éste y otros valores en la expresión [AII.2.115], se obtiene el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso}):

$$t_{\text{peso}} = \frac{2376035.68 \text{ N}}{2.896 \text{ m} \cdot \pi \cdot 89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 4.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.8 \text{ mm}$$

Así, el espesor requerido inicial del faldón de la torre, cuando éste se ve sometido a las cargas combinadas de viento y peso, será:

$$[AII.2.140] \Rightarrow t_{\text{faldón}}^{\text{mín calc}} = 4.2 \text{ mm} + 4.8 \text{ mm} = 9.0 \text{ mm}$$

A partir de éste, se podrá obtener el espesor definitivo del faldón de la columna Tridecano. Si se le adiciona al espesor previamente calculado el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.141] \Rightarrow t_{\text{faldón}}^{\text{C}} = 9.0 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 11.5 \text{ mm} > t_{\text{mín}} = 7.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es mayor que el espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor del faldón el comercial inmediatamente superior a 11.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{\text{faldón}} = 12.7 \text{ mm}$$

2.3.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa

Como último aspecto del diseño mecánico, se tendrá que estudiar la necesidad de refuerzo (anillo atiesador) en la unión de transición de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento a la carcasa tronco-cónica y de ésta a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación, debido a que en estas zonas se inducen esfuerzos de discontinuidad como consecuencia de la flexión y el corte.

Antes de presentar el diseño, se mostrará el valor que toman determinadas variables (en principio, necesarias para realizar todo el cálculo), cuyo significado fue expuesto en el apartado 2.2.6.3:

- E : será coincidente en los tres casos, con un valor de $E = 0.8$.

- S (Pa): será coincidente en los tres casos (material común, acero inoxidable), con un valor de $S = 117.21 MPa$.

- $R_{i \text{ agot}}$ (m):

$$R_{i \text{ agot}} = \frac{D_{i \text{ agot}}}{2} \Rightarrow R_{i \text{ agot}} = \frac{2.870 \text{ m}}{2} = 1.435 \text{ m}$$

- $R_{i \text{ rect}}$ (m):

$$R_{i \text{ rect}} = \frac{D_{i \text{ rect}}}{2} \Rightarrow R_{i \text{ rect}} = \frac{2.565 \text{ m}}{2} = 1.283 \text{ m}$$

- $t^{\text{mín calc}}$ (m):

$$t^{\text{mín calc}} = 8.8 \text{ mm (agotamiento)} \text{ o } t^{\text{mín calc}} = 5.5 \text{ mm} + 0.9 \text{ mm} = 6.4 \text{ mm (rectificación)}$$

- t_{cil}^{sC} (m): espesor de la envolvente cilíndrica en consideración menos el margen por corrosión.

$$t_{cil}^{sC} = t_{col} - C \Rightarrow t_{cil}^{sC} = 12.7 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 10.2 \text{ mm}$$

- t_{cono}^{sC} (m):

$$t_{cono}^{sC} = t_{col} - C \Rightarrow t_{cono}^{sC} = 12.7 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 10.2 \text{ mm}$$

- x : factor, definido como:

$$x = S \cdot E \Rightarrow x = 117.21 MPa \cdot 0.8 = 93.77 MPa$$

En primer lugar, se aplicará el método que determina si es o no necesaria la aportación de un refuerzo, y, en caso positivo, se calcularán las dimensiones de éste en la unión carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento-carcasa troncocónica;

posteriormente, se hará lo propio con la unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. La aplicación del método será directa, ya que su procedimiento paso a paso se describió en el apartado 2.2.6.3:

Unión carcasa cilíndrica (agotamiento)-carcasa troncocónica

1.

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.25 \cdot 10^{-3} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.31 (A)}} \Delta \approx 21.5^\circ > \alpha = 14.3^\circ$$

El hecho de que Δ sea mayor que α indica que no se requiere un refuerzo. Por tanto, aquí finaliza este procedimiento de diseño.

Unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica (rectificación)

1.

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.25 \cdot 10^{-3} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.31 (B)}} \Delta \approx 5.5^\circ < \alpha = 14.3^\circ$$

En principio, el hecho de que Δ sea menor que α indica que se requiere un refuerzo.

2.

$$\bullet [AII.2.149] \Rightarrow A = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot (1.283 \text{ m})^2}{2.93.77 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \left(1 - \frac{5.5^\circ}{14.3^\circ}\right) \cdot \tan 14.3^\circ = 5.46 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\bullet [AII.2.150] \Rightarrow A_e = 1.52 \cdot \sqrt{1.283 \text{ m} \cdot (6.4 \text{ mm} / 1000)} \cdot \left[\left(\frac{10.2 \text{ mm}}{1000} - \frac{6.4 \text{ mm} / 1000}{\cos 14.3^\circ} \right) + \frac{(10.2 \text{ mm} - 6.4 \text{ mm})}{1000} \right] = 1.01 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\left. \begin{aligned} [AII.2.142] \Rightarrow m &= \frac{10.2 \text{ mm}}{6.4 \text{ mm}} \cdot \cos(14.3^\circ - 5.5^\circ) = 1.57 \\ [AII.2.143] \Rightarrow m &= \frac{10.2 \text{ mm} \cdot \cos(14.3^\circ) \cdot \cos(14.3^\circ - 5.5^\circ)}{6.4 \text{ mm}} = 1.52 \end{aligned} \right\} m = 1.52$$

$$\bullet [AII.148] \Rightarrow A_{ref} = 5.46 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 - 1.01 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = -4.68 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 < 0 \text{ m}^2$$

Este resultado indica que el área excedente de material en la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación es suficiente para actuar, simultáneamente, como un refuerzo.

2.3.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{20000 \text{ psi}}{17000 \text{ psi}} = 5.98 \text{ Kg/cm}^2 = 5.79 \text{ atm} = 586445.59 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 600000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

De la expresión [AII.2.91], la cual determina el espesor requerido por presión interna para esfuerzos en el fondo toriesférico tipo Klopper (caso más desfavorable), se despejará la tensión a la que se ve sometido el material, adaptando las variables a la situación estudiada:

$$S \cdot E = \frac{P_p \cdot (L \cdot M + 0.2 \cdot t_{col})}{2 \cdot t_{col}} \quad [AII.2.157]$$

$$\downarrow$$

$$S \cdot E = \frac{600000 \text{ Pa} \cdot (2.591 \text{ m} \cdot 1.541 + 0.2 \cdot 0.0127 \text{ m})}{2 \cdot 0.0127 \text{ m}} = 94.37 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.21 se puede comprobar que el límite elástico del acero inoxidable SA-240 Gr. 316 es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 94.37 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría de la columna

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En el caso de la columna Tridecano, se ha determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 197.0454 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot 197.0454 \text{ m}^3 = 801.28 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 300 y 1000, encuadra a la columna Tridecano en el grupo 2 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, la columna Tridecano trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura comprendida, aproximadamente, entre 237.6 °C y 289.8 °C. Por ello, la columna Tridecano pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se puede deducir que los grupos 2 y A dan lugar a la categoría I, a la cual, por consiguiente, pertenece la columna Tridecano.

2.4. Columna Splitter

2.4.1. Balances de materia

En este apartado se mostrarán los balances aplicados para la determinación de la composición y caudal de las corrientes de entrada y salida de la columna Splitter, esto es, alimentación, destilado y residuo.

Los datos de partida son el caudal molar de la alimentación, cuyo valor es de 1043.49 kmol/día (coincidente con suma de los caudales de residuo de las columnas Tridecano, ya que ambas abastecen a la columna Splitter) y la composición molar de la alimentación (coincidente con la del residuo de la columna Tridecano). Por tanto, teniendo en cuenta ello y calculando el caudal molar asociado a cada componente a través de [AII.2.7], se determina la siguiente tabla:

Datos de partida		
ALIMENTACIÓN		
Componentes	x_{Fi}	F_i (kmol/día)
n-C10	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00
n-C13	0.007	7.57
n-C14	0.791	825.66
n-C15	0.168	175.21
n-C16	0.034	35.04
Total	1.000	1043.49

TABLA AII.2.48: Caudales y fracciones molares de los componentes de la alimentación a la columna Splitter

Junto con estos datos, será necesario el conocimiento de las especificaciones para caracterizar las corrientes de destilado y residuo de la columna Splitter. Básicamente, son tres: la fracción molar del componente tetradecano en el destilado será de 0.98, el caudal molar de tridecano sale en su totalidad por cabeza, junto con el 98.5 % del tetradecano en la alimentación (y una mínima cantidad de C-15); y el caudal molar de hexadecano sale en su totalidad por colas, junto con el resto del pentadecano que no sale como destilado (y una mínima cantidad de C-14). Por tanto:

- $x_{D14} = 0.980$
- $D_{14} = 0.985 \cdot F_{14} = 813.28 \text{ kmol / día} \Rightarrow D = \frac{D_{14}}{x_{D14}} = 829.61 \text{ kmol / día}$
- $D_{13} = F_{13} \Rightarrow D_{13} = 7.57 \text{ kmol / día} \Rightarrow x_{W13} = 0.000 \Rightarrow W_{13} = 0.00 \text{ kmol / día}$
- $\sum D_i = D \Rightarrow D_{15} = D - D_{13} - D_{14} = 8.76 \text{ kmol / día}$
- $x_{Di} = \frac{D_i}{D}$
- $W_{16} = F_{16} \Rightarrow W_{16} = 35.04 \text{ kmol / día} \Rightarrow x_{D16} = 0.000 \Rightarrow D_{16} = 0.00 \text{ kmol / día}$
- $W_i = F_i - D_i$
- $\sum W_i = W \Rightarrow x_{Wi} = \frac{W_i}{W}$

Los datos calculados arriba junto con la aplicación de las ecuaciones mostradas, llevan a los siguientes resultados, los cuales caracterizan las corrientes de destilado y residuo de la columna Splitter:

Componentes	DESTILADO		RESIDUO	
	x_{Di}	D_i (kmol/día)	x_{Wi}	W_i (kmol/día)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.009	7.57	0.000	0.00
n-C14	0.980	813.28	0.058	12.38
n-C15	0.011	8.76	0.778	166.45
n-C16	0.000	0.0	0.164	35.04
Total	100.0	829.61	100.0	213.88

TABLA AII.2.49: Caudales y fracciones molares de los componentes del destilado y residuo de la columna Splitter

Si se desea expresar estos datos y los referentes a la alimentación en forma de fracciones y caudales máscicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, extrapolando y aplicando las ecuaciones [AII.2.8] y [AII.2.9]

al caso que ocupa, y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 201.59 g/mol para la alimentación, 198.41 g/mol para el destilado y 213.90 g/mol para el residuo, se llega a:

- $[AII.2.8] \Rightarrow F_{m\acute{a}sico} = \frac{F \cdot PM_m}{1000} = 210.35 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} F_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Fi} \cdot F_{m\acute{a}sico}$
- $[AII.2.8] \Rightarrow D_{m\acute{a}sico} = \frac{D \cdot PM_m}{1000} = 164.60 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} D_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Di} \cdot D'$
- $[AII.2.8] \Rightarrow W_{m\acute{a}sico} = \frac{W \cdot PM_m}{1000} = 45.75 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{m\acute{a}sico\ i} = X_{Wi} \cdot W_{m\acute{a}sico}$

Ahora s\xed, se est\xe1 en disposici3n de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades m\acute{a}sicas:

	ALIMENTACI3N		DESTILADO		RESIDUO	
Componentes	X _{Fi}	F _{m\acute{a}sico i} (Ton/d\acute{a}a)	X _{Di}	D _{m\acute{a}sico i} (Ton/d\acute{a}a)	X _{Wi}	W _{m\acute{a}sico i} (Ton/d\acute{a}a)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.007	1.40	0.008	1.40	0.000	0.00
n-C14	0.779	163.81	0.980	161.35	0.054	2.46
n-C15	0.177	37.22	0.011	1.86	0.773	35.36
n-C16	0.038	7.94	0.000	0.0	0.173	7.94
Total	1.000	210.35	1.000	164.60	1.000	45.75

TABLA AII.2.50: Caudales y fracciones m\acute{a}sicas de los componentes de la alimentaci3n, del destilado y residuo de la columna Splitter

2.4.2. Presi3n de operaci3n y tipo de condensador. C\c1culo de la temperatura de burbuja

La determinaci3n de la presi3n de operaci3n de la columna y el tipo de condensador las ser\an establecidas aplicando directamente el algoritmo expuesto en el apartado 2.2.2:

Sabiendo que el componente m\acute{a}s vol\atil del destilado es el tridecano y que \xe9ste presenta una temperatura de ebullici3n a presi3n atmosf\erica de 235.5°C, l3gicamente su presi3n de vapor a 49 °C ser\a notablemente inferior a 1 atm y, sin duda, a 215 psi

(14.5 atm). Esto indica que se utilizará un condensador total. Ya que se ha obtenido un valor de P_D menor a 30 psi, el algoritmo aconseja reponerla, en principio, a 30 psi. Dicha presión será la finalmente considerada si la temperatura del punto de burbuja del producto de colas a la presión del calderín (P_B) es inferior a la temperatura de descomposición o crítica de dicha corriente de residuo. Como ya se comentó en el apartado 2.2.2, P_B se podría haber calculado a partir de P_D ; sin embargo, con el fin de facilitar relativamente los cálculos, se supondrá en todo momento una presión promedio para cualquier punto de la columna. Según esto, se pasará a calcular la temperatura de burbuja del residuo líquido a la presión de 2 atm; aplicando el procedimiento expuesto en el apartado 2.2.2 para el cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente, se llega a los siguientes resultados:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,W} (°C)	305.8

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{wi}	y_{wi}
n-C10	10	0,690	4,897	0,000	0,000
n-C11	11	0,554	3,580	0,000	0,000
n-C12	12	0,418	2,618	0,000	0,000
n-C13	13	0,282	1,914	0,000	0,000
n-C14	14	0,146	1,400	0,058	0,081
n-C15	15	0,010	1,023	0,778	0,796
n-C16	16	-0,126	0,748	0,164	0,123
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.51: Cálculos para determinar el punto de burbuja del residuo de la columna Splitter

Teniendo en cuenta que el punto de burbuja del producto de colas (305.8 °C) es claramente inferior a la temperatura crítica del componente más volátil de dicho producto (tridecano, $T_c = 402.0$ °C), y que la mezcla no sufre ningún tipo de descomposición a tales temperaturas, se puede concluir que la presión promedio de la columna Splitter será de 2 atm.

P_{columna Splitter} (atm)	2
---	---

2.4.3. Determinación del número de etapas teóricas

En primer lugar, se expondrán los cálculos del método de FUG, que proporcionará, en primera instancia, la relación de reflujo (necesaria para la aplicación del segundo método), y permitirá corroborar en cierta medida los resultados obtenidos por el método de etapa a etapa, cuyos cálculos se presentarán con posterioridad.

2.4.3.1. Método de FUG

Tal y como se ha explicado con detalle, el método de FUG parte de la especificación de separación de los componentes clave y no clave. Realmente, de manera implícita, ya se ha seleccionado tanto los componentes clave como no clave del sistema de la torre Splitter, debido a que su especificación (y la de distribución entre el destilado y el residuo) resulta imprescindible para el establecimiento del balance de materia, el cual ha sido previamente expuesto. Según las definiciones realizadas con respecto a los componentes claves ligero y pesado, etc., y teniendo en cuenta los balances de materia del apartado 2.4.1, la identificación de los distintos componentes de la columna de destilación Splitter es la siguiente:

LNK: C-13

LK: C-14

HK: C-15

HNK: C-16

Una vez especificadas las escisiones de los dos componentes clave y la de los componentes no clave, la siguiente etapa es la determinación de la presión de columna y del tipo de condensador, lo cual fue realizado en el apartado 2.4.2. Ya que no se aplicará flash a la alimentación (tendría sentido si la columna trabajase a vacío), las etapas posteriores del procedimiento son las que dan nombre al método, concluyendo éste con la determinación de la localización de la etapa de alimentación (el cálculo de los servicios del condensador y del ebullidor se realizará en los apartados correspondientes a estos equipos). Se analizará con detalle cada una de estas etapas:

Número mínimo de etapas de equilibrio (Ecuación de Fenske)

Para determinar el número mínimo de etapas de equilibrio (N_{\min}) necesarias para alcanzar la separación deseada de los dos componentes clave (tridecano y tetradecano) de la mezcla multicomponente, se empleará la ecuación de Fenske [AII.2.11] e, indirectamente, la expresión [AII.2.12]:

La única variable de la que no se dispone para afrontar el cálculo de N_{\min} es la temperatura de burbuja de la corriente de destilado, siendo su valor necesario para la estimación de la volatilidad relativa de la zona de cabeza. Aplicando el procedimiento ya extensamente conocido para el cálculo del punto de burbuja de una mezcla multicomponente, se obtiene para el caso en cuestión:

P (atm)	2
T^a_{burbuja,D} (°C)	286.3

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{Di}	y_{Di}
n-C10	10	0,585	3,850	0,000	0,000
n-C11	11	0,439	2,748	0,000	0,000
n-C12	12	0,293	1,962	0,000	0,000
n-C13	13	0,146	1,400	0,009	0,013
n-C14	14	0,000	0,999	0,980	0,980
n-C15	15	-0,147	0,713	0,011	0,008
n-C16	16	-0,293	0,509	0,000	0,000
Total				1,000	1,000

TABLA AII.2.52: Cálculos para determinar el punto de burbuja del destilado de la columna Splitter

A continuación, se calculará, a partir de la expresión [AII.2.12], la volatilidad relativa media α_m ; para ello, se determinarán previamente las volatilidades relativas α_D y α_W mediante las relaciones:

$$\alpha_{D14/15} = \left(\frac{K_{14}}{K_{15}} \right)_D \text{ y } \alpha_{W14/15} = \left(\frac{K_{14}}{K_{15}} \right)_W,$$

cuyos valores de K_i son los mostrados en las tablas AII.2.51 y AII.2.52, respectivamente, correspondientes al tetradecano y pentadecano.

LK/HK	$\alpha_{D14/15}$	$\alpha_{W14/15}$	α_m
C-14/C-15	1.401	1.368	1.384

TABLA AII.2.53: Volatilidades relativas entre los componentes clave de la columna Splitter

Finalmente, una vez que se tiene el valor de α_m , se estima el número de platos mínimo aplicando la ecuación de Fenske:

$$N_{\min} = \frac{\log\left(\frac{0.98}{0.011} \cdot \frac{0.778}{0.058}\right)}{\log 1.384} = 21.9$$

Distribución de los componentes no clave a reflujo total (etapa de verificación)

Una vez que se ha determinado el número de platos mínimos de la columna, se calculará la fracción molar de cada componente no clave en cabeza y cola de la columna (con el fin de comprobar su coincidencia con la proporcionada por el balance preliminar de materia que ha servido para iniciar los cálculos), a través de la de un componente de referencia “r” (el elegido comúnmente es el componente clave pesado, que, en este caso, resulta ser el pentadecano) y la composición de la alimentación. Para ello, se hará uso de las expresiones [AII.2.13] y [AII.2.14] e, indirectamente, [AII.2.15].

A continuación, se ilustra una tabla que recopila los resultados obtenidos. Se puede comprobar la concordancia total entre estas composiciones y las obtenidas mediante el balance de materia; este hecho indica que la distribución de componentes planteada en todo momento ha sido idónea:

i/r	$\alpha_{Di/r}$	$\alpha_{Wi/r}$	α_m	x_{Di}	x_{Wi}
C-13/C-15	1.963	1.871	1.916	0,009	0,000
C-16/C-15	0.714	0.731	0.722	0,000	0,164

TABLA AII.2.54: Volatilidades relativas entre el componente de referencia y los componentes no clave de la columna Splitter

Como se ha anticipado, la determinación de las volatilidades de cabeza y colas se lleva a cabo mediante las expresiones:

$$\alpha_{Di/15} = \left(\frac{K_i}{K_{15}} \right)_D \text{ y } \alpha_{Wi/15} = \left(\frac{K_i}{K_{15}} \right)_W,$$

siendo los valores de K_i los reflejados en las tablas AII.2.51 y AII.2.52, respectivamente, correspondientes al pentadecano y al componente “i” en consideración. A partir de la fórmula [AII.2.15], se calculará la volatilidad relativa media, y, finalmente, se hará lo propio, mediante las expresiones [AII.2.13] y [AII.2.14], con los valores de x_{Di} y x_{Wi} . Para esta última determinación es necesario disponer de los caudales molares de la alimentación, destilado y residuo, que fueron expuestos en el apartado 2.4.1 referente a balances de materia, y del número mínimo de etapas (con sus decimales) proporcionado por la ecuación de Fenske.

Reflujo mínimo (Ecuación de Underwood)

Dado que el sistema es de clase 2, esto es, uno o más de los componentes de la alimentación solamente aparecen en uno de los productos, se ha visto en este mismo punto del apartado 2.2.3.1 que Underwood desarrolla un método aproximado pero suficientemente exacto para determinar la relación de reflujo mínima. Este procedimiento viene cuantificado por las ecuaciones [AII.2.16] y [AII.2.17] (han de ser resueltas consecutivamente), siendo el componente de referencia el pentadecano y la condición de alimentación 1 (ya que procede de los calderines de las columnas Tridecano, su estado es de líquido saturado).

En primer lugar, se resolverá la ecuación [AII.2.16], de manera iterativa, sabiendo que hay que obtener una raíz del parámetro θ que cumpla la condición de $\alpha_{LK/HK} > \theta > 1$. Ya que la condición de alimentación toma el valor de la unidad, la ecuación [AII.2.16] queda como:

$$\sum \frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta} = 0$$

Teniendo en cuenta los valores de $(\alpha_{i/r})_{\infty}$, coincidentes con los de α_m de las tablas AII.2.53 y AII.2.54, y la fracción molar de cada componente en la alimentación (tabla AII.2.48), la resolución mediante Solver proporciona:

θ	1.052
----------	-------

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Fi}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-13/C-15	0,016
C-14/C-15	3,295
C-15/C-15	-3,238*
C-16/C-15	-0,074
Total	0,000

* $(\alpha_{15/15})_{\infty}$ es igual a la unidad.

Se comprueba que el valor de 1.052 obtenido para θ cumple la condición de estar comprendido entre $\alpha_{LK/HK}$ y 1, es decir, entre 1.384 y 1. Ahora sí, se está en disposición de calcular la relación de reflujo externa mínima mediante la expresión [AII.2.17]:

i/r	$\frac{(\alpha_{i/r})_{\infty} \cdot x_{Di}}{(\alpha_{i/r})_{\infty} - \theta}$
C-13/C-15	0,020
C-14/C-15	4,083
C-15/C-15	-0,204
C-16/C-15	0,000
Total	3,899



$$R_{\min \text{ ext}} = 2.899$$

Relación de Reflujo real y Número de etapas de equilibrio (Estudios de Gilliland y ecuación de Molokanov)

El número de pisos necesario para separar la mezcla en el grado especificado depende de la razón de reflujo, que debe elegirse de forma que el coste total de la

operación de destilación (costes fijos + costes de producción) sea lo menor posible. Como ya se citó en este mismo punto del apartado 2.2.3.1, dada la complejidad de realizar un análisis económico exhaustivo, se ha decidido fijar dicha razón de reflujo a partir del cociente R/R_{\min} , el cual se establece, según determinadas recomendaciones (McCormick y Roche, 1997), en función del método de condensación del vapor de cabeza. Al tener lugar la condensación total de la corriente superior de la columna Splitter en un aerorrefrigerante, se recomienda que el cociente R/R_{\min} esté comprendido entre 1.4 y 1.5 (ver tabla AII.2.9). Se tomará, pues, un valor intermedio:

$$\frac{R}{R_{\min}} = 1.45 \rightarrow R_{\text{ext}} = 1.45 \cdot R_{\text{ext min}} = 4.204$$

Con respecto al número de etapas de equilibrio, se empleará la correlación resultante de los estudios de Gilliland. Tal correlación se ilustra en la figura AII.2.4, siendo válido su uso en los siguientes intervalos de condiciones (entre paréntesis las propias de la columna Splitter):

- 1) Número de componentes: 4-11 (\Rightarrow 4)
- 2) Condición de alimentación (ϕ): 0.28-1.42 (\Rightarrow 1)
- 3) Presión de la columna: vacío-600 psia (\Rightarrow 30 psi)
- 4) Volatilidad relativa: 1.1-4.05 (\Rightarrow 1.384 entre los componentes clave)
- 5) Reflujo externo mínimo: 0.53-9.09 (\Rightarrow 2.899)
- 6) Número mínimo de etapas: 3.4-60.3 (\Rightarrow 21.9)

Se verifica, así, la adecuación total de esta gráfica al sistema. No obstante, se hará el cálculo del número de platos (N) analíticamente a partir de la ecuación [AII.2.22] (dependiente de [AII.2.23]), que representa la línea que pasa por los datos de la citada gráfica. Si se sustituye en primer lugar en la ecuación [AII.2.22] y luego en [AII.2.23], se llega a:

$$X = \frac{4.204 - 2.899}{1 + 4.204} = 0.251 \Rightarrow \frac{N - N_{\min}}{N + 1} = 0.419 \Rightarrow N = 38.4 \approx 39$$

Por tanto, resulta un total de 39 etapas de equilibrios, lo cual da lugar a un calderín y a 38 platos teóricos o de equilibrios ideales:

$$\boxed{\text{Número de platos teóricos}_{FUG} : 38}$$

Localización del plato de alimentación (Ecuación de Kirkbride)

Una vez que se conoce el número de platos teóricos, es conveniente determinar la localización del plato de alimentación o, lo que es equivalente, la distribución de los platos entre las zonas de enriquecimiento y de agotamiento. Para ello, se hará uso de la expresión [AII.2.24], que proporciona una aproximación razonablemente buena de la localización de la etapa óptima de alimentación; sustituyendo en la misma los datos necesarios expuestos en apartados previos, se obtiene:

$$\frac{N_R}{N_A} = \left[\left(\frac{x_{F15}}{x_{F14}} \right) \left(\frac{x_{W14}}{x_{D15}} \right)^2 \cdot \left(\frac{W}{D} \right) \right]^{0.206} = \left[\left(\frac{0.168}{0.791} \right) \cdot \left(\frac{0.058}{0.011} \right)^2 \cdot \left(\frac{213.88}{829.61} \right) \right]^{0.206} = 1.11$$

$$\Downarrow N_R + N_A = 38$$

$$N_A = 18.03 \approx 18$$

$$N_R = 19.97 \approx 20$$

Según los resultados, se puede concluir que la alimentación se introduce entre los platos 18 y 19, sobre el primero de ellos.

2.4.3.2. Método de etapa a etapa

Con este método de cálculo riguroso se resolverán (básicamente, se determina el número de etapas ideales) las columnas de destilación multicomponentes que constituyen la planta proyectada.

A pesar de este grado de rigurosidad, se realiza una simplificación importante que facilita enormemente los cálculos: la constancia de los caudales molares totales del líquido y del vapor en cada sección de la columna. Tal y como se dedujo matemáticamente en el apartado 2.2.3.2, esta suposición está debidamente justificada para unas determinadas condiciones, las cuales se cumplen en la columna Splitter ya que ésta: está adecuadamente aislada (operación adiabática), experimenta un incremento

de temperatura total pequeño (de 19.5 °C) y las sustancias con las que trabaja son relativamente similares (parafinas lineales del rango C-13 a C-16).

Centrándose en el método de cálculo a emplear, éste se fundamentará en el propuesto por Lewis y Matheson (basado, a su vez, en el método de Sorel-Lewis); sin embargo, a diferencia de la columna Decano, en la columna Splitter (al igual que en las columnas Tridecano), que se caracteriza por que ninguna de las corrientes de salida contiene todos los componentes de la alimentación, se aplicará este método en toda su extensión, y no una variante del mismo.

El citado método es totalmente coincidente con el llevado a cabo para la columna Tridecano en el apartado 2.3.3.2, con la única diferencia lógica de que, al localizar la alimentación, se tiene en cuenta el cociente (x_{15}/x_{14}) en lugar de (x_{14}/x_{13}).

Según lo expuesto en el apartado 2.3.3.2, será necesario, en primer lugar, la obtención de las rectas de operación y, por tanto, la determinación de los caudales molares L , V , L' y V' . Si se despeja L de la ecuación [AII.2.28], y se considera el reflujos externo obtenido a partir del mínimo proporcionado por la ecuación de Underwood:

$$L = D \cdot R_{ext} = 829.61 \text{ kmol / día} \cdot 4.204 = 3487.66 \text{ kmol / día}$$

Sustituyendo el valor de L obtenido en la ecuación [AII.2.27]:

$$V = 3487.66 \text{ kmol / día} + 829.61 \text{ kmol / día} = 4317.27 \text{ kmol / día}$$

Con respecto al cálculo de L' y V' , sus valores serán obtenidos a partir de las ecuaciones de definición de la condición de alimentación, [AII.2.18] y [AII.2.19], respectivamente:

$$[AII.2.18] \Rightarrow L' = L + F \cdot \phi = 3487.66 \text{ kmol / día} + 1043.49 \text{ kmol / día} \cdot 1 = 4531.14 \text{ kmol / día}$$

$$[AII.2.19] \Rightarrow V' = V + F \cdot (\phi - 1) = 4317.27 \text{ kmol / día} + 1043.49 \text{ kmol / día} \cdot (1 - 1) = 4317.27 \text{ kmol / día}$$

Ahora sí, está en disposición de calcular las rectas de operación de cada sección, a partir de las expresiones [AII.2.2153] y [AII.2.25]:

$$\bullet y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot \frac{3487.66}{4317.27} + \frac{829.61}{4317.27} \cdot x_{Di}$$

⇓

$$y_{etn(i)} = x_{etn-1(i)} \cdot 0.808 + 0.192 \cdot x_{Di}$$

RECTA DE
RECTIFICACIÓN

$$\bullet x_{ni} = y_{n-1i} \cdot \frac{4317.27}{4531.14} + \frac{213.88}{431.14} \cdot x_{wi}$$

⇓

$$x_{ni} = y_{n-1i} \cdot 0.953 + 0.047 \cdot x_{wi}$$

RECTA DE
AGOTAMIENTO

Finalmente, se muestran las tablas que cuantifican los pasos descritos del método explicado:

SECCIÓN DE AGOTAMIENTO									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	x₁₄/x₁₃
x_w	0,000	0,000	0,000	0,000	0,058	0,778	0,164		
T_c (°C)	305,8	305,8	305,8	305,8	305,8	305,8	305,8		
Log K	0,690	0,554	0,418	0,282	0,146	0,010	-0,126		
K	4,897	3,580	2,618	1,914	1,400	1,023	0,748		
y_{et0}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,081	0,796	0,123	1,000	
x_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,080	0,796	0,125		9,950
T₁ (°C)	304,7	304,7	304,7	304,7	304,7	304,7	304,7		
Log K	0,684	0,548	0,411	0,275	0,138	0,002	-0,135		
K	4,836	3,531	2,579	1,883	1,375	1,004	0,733		
y_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,110	0,799	0,091	1,000	
x_{et2}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,107	0,798	0,095		7,423
T₂ (°C)	303,7	303,7	303,7	303,7	303,7	303,7	303,7		
Log K	0,679	0,542	0,405	0,268	0,131	-0,006	-0,143		
K	4,777	3,484	2,541	1,853	1,352	0,986	0,719		
y_{et2}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,145	0,787	0,068	1,000	
x_{et3}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,141	0,786	0,073		5,569
T₃ (°C)	302,7	302,7	302,7	302,7	302,7	302,7	302,7		
Log K	0,674	0,536	0,399	0,261	0,124	-0,014	-0,152		
K	4,719	3,438	2,504	1,824	1,329	0,968	0,705		
y_{et3}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,188	0,761	0,051	1,000	
x_{et4}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,181	0,762	0,057		4,198
T₄ (°C)	301,6	301,6	301,6	301,6	301,6	301,6	301,6		

Log K	0,668	0,530	0,392	0,254	0,116	-0,022	-0,160		
K	4,661	3,391	2,467	1,795	1,306	0,950	0,691		
y_{et4}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,237	0,724	0,039	1,000	
x_{et5}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,229	0,726	0,045		3,179
T₅	300,5	300,5	300,5	300,5	300,5	300,5	300,5		
Log K	0,663	0,524	0,385	0,247	0,108	-0,031	-0,170		
K	4,599	3,342	2,428	1,764	1,282	0,931	0,677		
y_{et5}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,293	0,677	0,030	1,000	
x_{et6}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,282	0,681	0,037		2,418
T₆ (°C)	299,3	299,3	299,3	299,3	299,3	299,3	299,3		
Log K	0,657	0,517	0,378	0,239	0,099	-0,040	-0,179		
K	4,535	3,291	2,388	1,732	1,257	0,912	0,662		
y_{et6}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,354	0,621	0,024	1,000	
x_{et7}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,340	0,629	0,031		1,848
T₇ (°C)	298,1	298,1	298,1	298,1	298,1	298,1	298,1		
Log K	0,650	0,510	0,370	0,230	0,090	-0,050	-0,190		
K	4,469	3,238	2,346	1,700	1,231	0,892	0,646		
y_{et7}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,419	0,561	0,020	1,000	
x_{et8}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,402	0,571	0,027		1,421
T₈ (°C)	296,9	296,9	296,9	296,9	296,9	296,9	296,9		
Log K	0,644	0,503	0,363	0,222	0,081	-0,059	-0,200		
K	4,403	3,185	2,304	1,667	1,206	0,872	0,631		
y_{et8}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,485	0,498	0,017	1,000	
x_{et9}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,465	0,512	0,024		1,101

T₉ (°C)	295,7	295,7	295,7	295,7	295,7	295,7	295,7		
Log K	0,637	0,496	0,355	0,214	0,072	-0,069	-0,210		
K	4,338	3,134	2,264	1,635	1,181	0,853	0,616		
y_{et9}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,549	0,437	0,015	1,000	
x_{et10}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,526	0,453	0,022		0,861
T₁₀ (°C)	294,6	294,6	294,6	294,6	294,6	294,6	294,6		
Log K	0,631	0,489	0,347	0,206	0,064	-0,078	-0,220		
K	4,278	3,086	2,226	1,606	1,158	0,835	0,603		
y_{et10}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,609	0,378	0,013	1,000	
x_{et11}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,583	0,397	0,020		0,681
T₁₁ (°C)	293,5	293,5	293,5	293,5	293,5	293,5	293,5		
Log K	0,626	0,483	0,341	0,198	0,056	-0,087	-0,229		
K	4,222	3,042	2,191	1,579	1,137	0,819	0,590		
y_{et11}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,663	0,325	0,012	1,000	
x_{et12}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,634	0,347	0,019		0,547
T₁₂ (°C)	292,6	292,6	292,6	292,6	292,6	292,6	292,6		
Log K	0,621	0,478	0,335	0,192	0,049	-0,094	-0,237		
K	4,174	3,004	2,161	1,555	1,119	0,805	0,579		
y_{et12}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,710	0,279	0,011	1,000	
x_{et13}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,679	0,303	0,018		0,446
T₁₃ (°C)	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8	291,8		
Log K	0,616	0,473	0,330	0,186	0,043	-0,101	-0,244		
K	4,133	2,971	2,136	1,535	1,104	0,793	0,570		
y_{et13}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,749	0,240	0,010	1,000	

x_{et14}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,717	0,266	0,018		0,371
T₁₄ (°C)	291,2	291,2	291,2	291,2	291,2	291,2	291,2		
Log K	0,613	0,469	0,325	0,182	0,038	-0,106	-0,250		
K	4,099	2,944	2,115	1,519	1,091	0,784	0,563		
y_{et14}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,782	0,208	0,010	1,000	
x_{et15}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,748	0,235	0,017		0,314
T₁₅ (°C)	290,6	290,6	290,6	290,6	290,6	290,6	290,6		
Log K	0,610	0,466	0,322	0,178	0,034	-0,110	-0,254		
K	4,071	2,922	2,098	1,506	1,081	0,776	0,557		
y_{et15}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,808	0,182	0,010	1,000	
x_{et16}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,773	0,210	0,017		0,272
T₁₆ (°C)	290,2	290,2	290,2	290,2	290,2	290,2	290,2		
Log K	0,607	0,463	0,319	0,175	0,030	-0,114	-0,258		
K	4,049	2,905	2,084	1,495	1,073	0,769	0,552		
y_{et16}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,829	0,162	0,009	1,000	
x_{et17}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,792	0,191	0,017		0,241
T₁₇ (°C)	289,9	289,9	289,9	289,9	289,9	289,9	289,9		
Log K	0,606	0,461	0,317	0,172	0,028	-0,117	-0,261		
K	4,032	2,891	2,073	1,487	1,066	0,765	0,548		
y_{et17}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,845	0,146	0,009	1,000	
x_{et18}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,808	0,176	0,016		0,218
T₁₈ (°C)	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6		
Log K	0,604	0,460	0,315	0,170	0,026	-0,119	-0,263		
K	4,019	2,881	2,065	1,481	1,061	0,761	0,545		

y_{et18}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,857	0,134	0,009	1,000	
x_{et19}	0,000	0,000	0,000	0,000	0,820	0,164	0,016		0,200

TABLA AII.2.55: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de agotamiento de la columna Splitter

Aquí finaliza la sección de agotamiento, ya que $\left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_{et18} = 0.218 > \left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_F = 0.212 > \left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_{et19} = 0.200$. La alimentación se introducirá

entre los platos 18 y 19, sobre el número dieciocho. Continuando con la sección de enriquecimiento (*es importante resaltar que, en este caso particular, los platos se numeran desde arriba hacia abajo; por ello, llevan consigo el signo’):

SECCIÓN DE RECTIFICACIÓN									
	nC-10	nC-11	nC-12	nC-13	nC-14	nC-15	nC-16	Total	x₁₄/x₁₃
x_D	0,000	0,000	0,000	0,009	0,980	0,011	0,000		
x_{et0}	0,000	0,000	0,000	0,009	0,980	0,011	0,000		
y_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,009	0,980	0,011	0,000		
T₁ (°C)	286,4	286,4	286,4	286,4	286,4	286,4	286,4		
Log K	0,586	0,440	0,293	0,147	0,001	-0,146	-0,292		
K	3,856	2,753	1,965	1,403	1,002	0,715	0,747		
x_{et1}	0,000	0,000	0,000	0,007	0,979	0,015	0,000	1,000	0,015
y_{et2}	0,000	0,000	0,000	0,007	0,979	0,014	0,000		
T₂ (°C)	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5	286,5		
Log K	0,587	0,440	0,294	0,148	0,002	-0,145	-0,291		
K	3,862	2,757	1,969	1,406	1,004	0,717	0,747		

x_{et2'}	0,000	0,000	0,000	0,005	0,976	0,019	0,000	1,000	0,020
y_{et3'}	0,000	0,000	0,000	0,006	0,976	0,018	0,000		
T_{3'} (°C)	286,6	286,6	286,6	286,6	286,6	286,6	286,6		
Log K	0,587	0,441	0,295	0,149	0,002	-0,144	-0,290		
K	3,867	2,761	1,972	1,408	1,005	0,718	0,748		
x_{et3'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,971	0,025	0,000	1,000	0,025
y_{et4'}	0,000	0,000	0,000	0,005	0,973	0,022	0,000		
T_{4'} (°C)	286,7	286,7	286,7	286,7	286,7	286,7	286,7		
Log K	0,588	0,442	0,296	0,149	0,003	-0,143	-0,289		
K	3,872	2,765	1,975	1,410	1,007	0,719	0,749		
x_{et4'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,966	0,031	0,000	1,000	0,032
y_{et5'}	0,000	0,000	0,000	0,005	0,969	0,027	0,000		
T_{5'} (°C)	286,8	286,8	286,8	286,8	286,8	286,8	286,8		
Log K	0,589	0,442	0,296	0,150	0,004	-0,142	-0,288		
K	3,877	2,770	1,978	1,413	1,009	0,721	0,750		
x_{et5'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,960	0,037	0,000	1,000	0,039
y_{et6'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,964	0,032	0,000		
T_{6'} (°C)	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9	286,9		
Log K	0,589	0,443	0,297	0,151	0,005	-0,141	-0,287		
K	3,883	2,774	1,982	1,416	1,012	0,723	0,750		
x_{et6'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,953	0,044	0,000	1,000	0,046
y_{et7'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,958	0,038	0,000		
T_{7'} (°C)	287,1	287,1	287,1	287,1	287,1	287,1	287,1		
Log K	0,590	0,444	0,298	0,152	0,006	-0,140	-0,286		

K	3,890	2,779	1,986	1,419	1,014	0,724	0,751		
x_{et7'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,945	0,052	0,000	1,000	0,055
y_{et8'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,952	0,044	0,000		
T_{8'} (°C)	287,2	287,2	287,2	287,2	287,2	287,2	287,2		
Log K	0,591	0,445	0,299	0,153	0,007	-0,139	-0,285		
K	3,897	2,785	1,990	1,422	1,016	0,726	0,752		
x_{et8'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,936	0,061	0,000	1,000	0,065
y_{et9'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,945	0,051	0,000		
T_{9'} (°C)	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4	287,4		
Log K	0,592	0,446	0,300	0,154	0,008	-0,138	-0,283		
K	3,905	2,791	1,995	1,426	1,019	0,729	0,753		
x_{et9'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,927	0,070	0,000	1,000	0,076
y_{et10'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,937	0,059	0,000		
T_{10'} (°C)	287,5	287,5	287,5	287,5	287,5	287,5	287,5		
Log K	0,592	0,447	0,301	0,155	0,010	-0,136	-0,282		
K	3,913	2,797	2,000	1,430	1,022	0,731	0,754		
x_{et10'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,917	0,080	0,000	1,000	0,088
y_{et11'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,929	0,067	0,000		
T_{11'} (°C)	287,7	287,7	287,7	287,7	287,7	287,7	287,7		
Log K	0,593	0,448	0,302	0,157	0,011	-0,135	-0,280		
K	3,922	2,804	2,005	1,434	1,026	0,733	0,756		
x_{et11'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,906	0,091	0,000	1,000	0,101
y_{et12'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,920	0,076	0,000		
T_{12'} (°C)	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9	287,9		

Log K	0,595	0,449	0,303	0,158	0,012	-0,133	-0,279		
K	3,931	2,812	2,011	1,439	1,029	0,736	0,757		
x_{et12'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,894	0,103	0,000	1,000	0,115
y_{et13'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,911	0,085	0,000		
T_{13'} (°C)	288,1	288,1	288,1	288,1	288,1	288,1	288,1		
Log K	0,596	0,450	0,305	0,159	0,014	-0,131	-0,277		
K	3,941	2,820	2,018	1,443	1,033	0,739	0,758		
x_{et13'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,882	0,115	0,000	1,000	0,131
y_{et14'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,901	0,095	0,000		
T_{14'} (°C)	288,3	288,3	288,3	288,3	288,3	288,3	288,3		
Log K	0,597	0,452	0,306	0,161	0,016	-0,130	-0,275		
K	3,952	2,828	2,024	1,449	1,037	0,742	0,760		
x_{et14'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,869	0,128	0,000	1,000	0,148
y_{et15'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,890	0,106	0,000		
T_{15'} (°C)	288,5	288,5	288,5	288,5	288,5	288,5	288,5		
Log K	0,598	0,453	0,308	0,163	0,017	-0,128	-0,273		
K	3,963	2,837	2,031	1,454	1,041	0,745	0,761		
x_{et15'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,855	0,142	0,000	1,000	0,166
y_{et16'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,879	0,117	0,000		
T_{16'} (°C)	288,8	288,8	288,8	288,8	288,8	288,8	288,8		
Log K	0,599	0,454	0,309	0,164	0,019	-0,126	-0,271		
K	3,975	2,846	2,038	1,460	1,045	0,748	0,763		
x_{et16'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,841	0,156	0,000	1,000	0,185
y_{et17'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,868	0,128	0,000		

T_{17'} (°C)	289,0	289,0	289,0	289,0	289,0	289,0	289,0		
Log K	0,601	0,456	0,311	0,166	0,021	-0,124	-0,269		
K	3,987	2,856	2,046	1,465	1,050	0,752	0,764		
x_{et17'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,827	0,170	0,000	1,000	0,206
y_{et18'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,857	0,140	0,000		
T_{18'} (°C)	289,2	289,2	289,2	289,2	289,2	289,2	289,2		
Log K	0,602	0,457	0,312	0,168	0,023	-0,122	-0,267		
K	3,999	2,866	2,053	1,471	1,054	0,755	0,766		
x_{et18'}	0,000	0,000	0,000	0,003	0,813	0,185	0,000	1,000	0,227
y_{et19'}	0,000	0,000	0,000	0,004	0,845	0,151	0,000		

TABLA AII.2.56: Composiciones y temperaturas ideales en los platos de la sección de rectificación de la columna Splitter

Aquí finaliza la sección de rectificación, ya que $\left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_{et17'} = 0.206 < \left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_D = 0.212 < \left(\frac{x_{15}}{x_{14}}\right)_{et18'} = 0.227$. Según esta nomenclatura, la

alimentación se introduciría entre los platos 17' y 18', sobre el segundo de ellos. Interpretando adecuadamente los datos obtenidos para la zona de agotamiento, el plato 18 se corresponde con el plato 18'. Por tanto, se puede concluir que la torre Splitter consta de un total de 35 platos teóricos, 18 + (18-1), distribuidos de la siguiente manera:

Platos teóricos de la columna Splitter: 35 $\left\{ \begin{array}{l} 17 \text{ en la sección de enriquecimiento} \\ 18 \text{ en la sección de agotamiento} \end{array} \right.$

Entrada de la alimentación: entre platos 18 y 19 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado)

Teniendo en cuenta que, tal y como se ha comentado, el método de FUG es un método conservador, se puede confirmar el alto grado de concordancia entre los resultados del método etapa a etapa y el método de FUG, tanto en lo relativo al número de etapas teóricas como a la localización del plato de alimentación (o distribución de platos entre ambas secciones, que es equivalente). El primero de éstos concluye que la columna Splitter consta de 38 platos teóricos, mientras que el segundo deduce un total de 35. Con respecto a la localización de la alimentación, al proponer cada método un número diferente de platos, será representativo comparar la relación N_R/N_A . Así, ambos se aproximan: el primer método proporciona una relación de 1.11 y el segundo una relación de $17/18=0.94$.

Por otro lado, cabe destacar de los datos adjuntados en las tablas anteriores, la variación de la temperatura a lo largo de la columna de destilación. Si se representa dicha variación, se obtiene una figura como la siguiente:

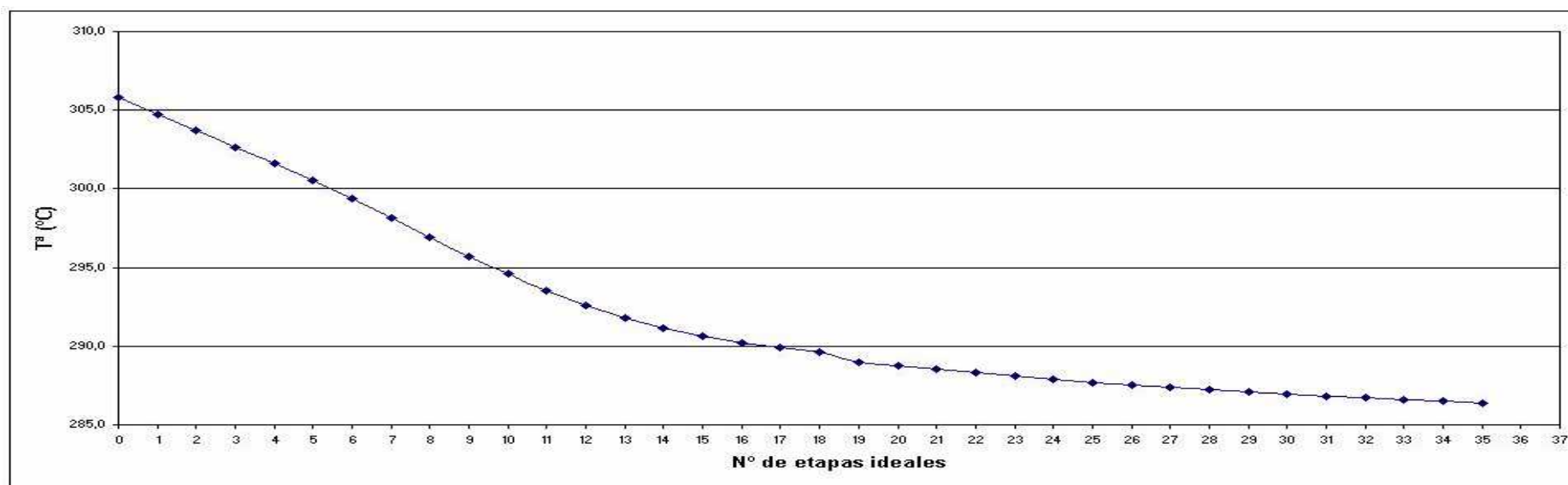
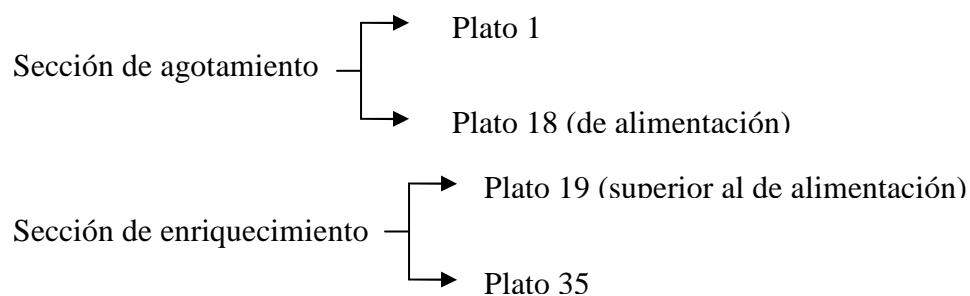


FIG. AII.2.57: Representación de la variación ideal de la temperatura en la columna Splitter

A diferencia de las anteriores columnas, ésta no se caracteriza por alguna zona (plato de alimentación, zona de cabeza, etc.) donde la variación de la temperatura sea considerable; no obstante, la transición de temperatura entre plato y plato es notablemente superior en la sección de agotamiento que en la de enriquecimiento, ya que ambas constan de un número similar de platos, pero el cambio de composición que experimenta el residuo con respecto a la alimentación es claramente mayor que el del destilado.

2.4.4. Diseño Hidráulico

El siguiente paso será llevar a cabo el diseño hidráulico de la torre, esto es, determinar las dimensiones características de cada uno de los platos, tales como diámetro, distancia entre platos, altura del líquido, tipo de platos o materiales. Como ya se comentó en el apartado 2.2.4, dicho diseño será realizado para el primer y último plato de las secciones de agotamiento y rectificación (platos más representativos):



Por consiguiente, se aplicará a cada uno de estos platos los pasos básicos expuestos en el apartado 2.2.4 que determinan el diseño hidráulico de la columna:

Plato 1 (sección de agotamiento)

1. De la tabla AII.2.55:

Temperatura (°C)	304.7	
Componentes	x_{et1}	y_{et1}
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.000	0.000
n-C14	0.080	0.110
n-C15	0.796	0.799
n-C16	0.125	0.091
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.58: Datos de equilibrio en el plato ideal 1 de la columna Splitter

Con respecto a los caudales, se dispone de los caudales molares de ambas corrientes: $L'=4531.14 \text{ kmol/día}$ y $V'=4317.27 \text{ kmol/día}$. Se realizará, pues, su conversión a caudales máxicos y volumétricos:

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{\text{máxico}} = 4531.14 \text{ kmol/día} \cdot 213.044 \text{ kg/kmol} = 965334.68 \text{ kg/día} = 40222.28 \text{ kg/h} = 11.17 \text{ kg/s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{40222.28 \text{ kg/h}}{526.93 \text{ kg/m}^3} = 76.33 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0212 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{\text{máxico}} = 4317.27 \text{ kmol/día} \cdot 212.158 \text{ kg/kmol} = 915941.69 \text{ kg/día} = 38164.24 \text{ kg/h} = 10.60 \text{ kg/s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_{V'} = \frac{38164.24 \text{ kg/h}}{10.06 \text{ kg/m}^3} = 3793.67 \text{ m}^3/\text{h} = 1.0541 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

\Rightarrow Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 76.33 \text{ m}^3/\text{h} \\ Q_{V'} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 3793.67 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \left(\frac{10.06 \text{ kg/m}^3}{526.93 \text{ kg/m}^3 - 10.06 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 529.33 \text{ m}^3/\text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 1.75 m de diámetro (T).

\Rightarrow Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

\Rightarrow Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm}$$

$$p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.37] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{11.17 \text{ kg/s}}{10.60 \text{ kg/s}} \cdot \left(\frac{10.06 \text{ kg/m}^3}{526.93 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.146$$

↓

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.146} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{5.74 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0626 \text{ m/s}$$

↓

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0626 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{526.93 \text{ kg/m}^3 - 10.06 \text{ kg/m}^3}{10.06 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.4491 \text{ m/s}$$

• Si se considera $\frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.4491 \text{ m/s} = 0.3593 \text{ m/s}$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.146 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.016 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.0541 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3593 \text{ m} / \text{s}} = 2.934 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.934 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.558 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.558 \text{ m}^2 = 0.312 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.558 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.128 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.128 \text{ m} = 1.490 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T :

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 2.128 \text{ m} = 0.758 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.758 \text{ m} = 1.516 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.128 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1=2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1=0.74$, y que, para $T_2=2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2=0.76$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.745$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.745 \cdot 3.558 \text{ m}^2 = 2.651 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.934 \text{ m}^2 - 2.651 \text{ m}^2 = 0.283 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.283 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.490 \text{ m} + 2.128 \text{ m}} = 0.055 \text{ m} = 55 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.651 \text{ m}^2 = 0.338 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.338 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 21261$$

✓ Ahora sí, es posible completar el apartado 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_v}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00828 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2}{526.93 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{5.74 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1.0.0045 \text{ m}} \cdot \frac{526.93 \text{ kg/m}^3}{10.06 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 2.651 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{1.516 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724} = 4.74 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 4.74 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_v} = 4.74 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{5.74 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00828 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0329 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.3593 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0329 \text{ m/s}, v_F = 0.4491 \text{ m/s}]$$

6.

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0212 \text{ m}^3/\text{s}}{1.490 \text{ m}} = 0.0142 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0212 \text{ m}^3/\text{s}}{2.128 \text{ m}} = 0.0100 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).

✓ h_c :

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= 0.0212 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T &= 2.128 \text{ m} \\ W &= 1.490 \text{ m} \end{aligned} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

$$\left[\begin{array}{l} \xrightarrow{[AII.2.56]} h_c = 0.039 \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ \xrightarrow{[AII.2.57]} \left(\frac{W_{ef}}{W} \right)^2 = 2.041 - [1.020 + 1.342 \cdot h_c]^2 \end{array} \right.$$

La resolución por iteración de ambas ecuaciones lleva a los siguientes resultados:

$$\frac{W_{ef}}{W} = 0.941; h_c = 0.041 \text{ m}$$

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B :

A) Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E):

$$[AII.2.60] \Rightarrow A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 1.490 \text{ m} = 0.052 \text{ m}^2 < A_v = 0.312 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.052 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.59] \Rightarrow h_E = \frac{3}{2.9.81 \text{ m/s}^2} \left(\frac{0.0212 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.052 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.025 \text{ m}$$

B) *Pérdida de presión del vapor entre plato y plato (h_{vap}):*

B.1) *Pérdida de carga en plato seco (h_D):*

$$\bullet [AII.2.63] \Rightarrow v_o = \frac{1.0541 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.338 \text{ m}^2} = 3.117 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.65] \Rightarrow Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 3.117 \text{ m/s} \cdot 10.06 \text{ kg/m}^3}{0.00828 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 1.70 \cdot 10^4 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

$$[AII.2.64] \Rightarrow 4 \cdot f = 0.0415$$

$$\bullet [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión [AII.2.62] que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.338 \text{ m}^2}{2.934 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0415 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.338 \text{ m}^2}{2.934 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.676$$

↓

$$h_D = 1.676 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.676 \cdot \frac{(3.117 \text{ m/s})^2 \cdot 10.06 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 526.93 \text{ kg/m}^3} = 0.016 \text{ m}$$

B.2) *Pérdida de carga generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma:*

$$[AII.2.67] \text{ y } [AII.2.68] \Rightarrow h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{1.0541 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.651 \text{ m}^2}$$

$$\cdot (10.06 \text{ kg/m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0212 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.516 \text{ m}} = 0.049 \text{ m}$$

B.3) Caída de presión residual (h_R):

$$[AII.2.68] \Rightarrow h_R = \frac{6 \cdot \frac{5.74 \text{ mN/m} \cdot 1}{1000}}{526.93 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.001 \text{ m}$$

Una vez se tiene h_D , h_L y h_R , se calcula h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{vap} = 0.016 \text{ m} + 0.049 \text{ m} + 0.001 \text{ m} = 0.066 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.025 \text{ m} + 0.066 \text{ m} = 0.091 \text{ m}$$

Y, finalmente, se verifica el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.041 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.091 \text{ m} = 0.192 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha comprobado el buen diseño del plato 1, se puede dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 18 (sección de agotamiento)

1. De la tabla AII.2.55:

Temperatura (°C)	289.6	
Componentes	x_{et18}	y_{et18}
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.000	0.000
n-C14	0.808	0.857
n-C15	0.176	0.134
n-C16	0.016	0.009
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.59: Datos de equilibrio en el plato ideal 18 de la columna Splitter

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = 4531.14 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 201.32 \text{ kg} / \text{kmol} = 912207.38 \text{ kg} / \text{día} = 38008.64 \text{ kg} / \text{h} = 10.56 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{38008.64 \text{ kg} / \text{h}}{534.35 \text{ kg} / \text{m}^3} = 71.13 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0198 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = 4317.27 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 200.52 \text{ kg} / \text{kmol} = 865698.63 \text{ kg} / \text{día} = 36070.78 \text{ kg} / \text{h} = 10.02 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{36070.78 \text{ kg} / \text{h}}{9.71 \text{ kg} / \text{m}^3} = 3716.27 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.0323 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

\(\Rightarrow\) Tipo de plato: plato perforado.

\(\Rightarrow\) Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 71.13 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 3716.27 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{9.71 \text{ kg} / \text{m}^3}{534.35 \text{ kg} / \text{m}^3 - 9.71 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 505.47 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

\(\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}\) Paso simple (1 paso) o doble (en principio, se considera un paso, salvo que las comprobaciones posteriores indiquen lo contrario), 1.75 m de diámetro (T).

\(\Rightarrow\) Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

\(\Rightarrow\) Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

\(\Rightarrow\) Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{10.56 \text{ kg/s}}{10.02 \text{ kg/s}} \left(\frac{9.71 \text{ kg/m}^3}{534.35 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.142$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.142} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.14 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0640 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0640 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{534.35 \text{ kg/m}^3 - 9.71 \text{ kg/m}^3}{9.71 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.4704 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.4704 \text{ m/s} = 0.3763 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.142 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.016 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.0323 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3763 \text{ m} / \text{s}} = 2.743 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.743 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.327 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.327 \text{ m}^2 = 0.292 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.327 \text{ m}^2}{\pi}} = 2.058 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de agotamiento (plato 1), $T = 2.128 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 2.058 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de agotamiento estará constituida por platos con las características del plato 1.

A pesar de ello, se han continuado todos los cálculos referentes al plato 18. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_{L'}}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_{L'}}{W} = \frac{0.0198 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.441 \text{ m}} = 0.0137 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_{L'}}{T} = \frac{0.0198 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.058 \text{ m}} = 0.0096 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_{L'}}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[\text{AII.2.55}] \Rightarrow 0.060 \text{ m} + 0.040 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.089 \text{ m} = 0.189 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Plato 19 (sección de rectificación)

- De la tabla AII.2.56:

Temperatura (°C)	289.0	
Componentes	x_{et19} ($x_{\text{et 17}}$)	y_{et19} ($y_{\text{et 17}}$)
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.003	0.004
n-C14	0.827	0.868
n-C15	0.170	0.128
n-C16	0.000	0.000
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.60: Datos de equilibrio en el plato ideal 19 de la columna Splitter

Con respecto a los caudales, se dispone de los caudales molares de ambas corrientes: $L=3487.66 \text{ kmol/día}$ y $V=4317.27 \text{ kmol/día}$. Se realizará, pues, su conversión a caudales máscos y volumétricos:

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L_{m\acute{a}sico} = 3487.66 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 200.74 \text{ kg} / \text{kmol} = 700117.88 \text{ kg} / \text{día} = 29171.58 \text{ kg} / \text{h} = 8.10 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{29171.58 \text{ kg} / \text{h}}{534.54 \text{ kg} / \text{m}^3} = 54.57 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0152 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = 4317.27 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 200.13 \text{ kg} / \text{kmol} = 864020.66 \text{ kg} / \text{día} = 36000.86 \text{ kg} / \text{h} = 10.00 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{36000.86 \text{ kg} / \text{h}}{9.75 \text{ kg} / \text{m}^3} = 3691.41 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.0254 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

\Rightarrow Tipo de plato: plato perforado.

\Rightarrow Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 54.57 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 3691.41 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{9.75 \text{ kg} / \text{m}^3}{534.54 \text{ kg} / \text{m}^3 - 9.75 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 503.22 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

$\xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$ Paso simple (1 paso), 1.75 m de diámetro (T).

\Rightarrow Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

\Rightarrow Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

\Rightarrow Pitch (p'):

$$\begin{array}{l} p' = 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' = 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{array} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{8.10 \text{ kg/s}}{10.00 \text{ kg/s}} \left(\frac{9.75 \text{ kg/m}^3}{534.54 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.109$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.109} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.16 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0690 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0690 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{534.54 \text{ kg/m}^3 - 9.75 \text{ kg/m}^3}{9.75 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.5065 \text{ m/s}$$

$$\bullet \text{ Si se considera } \frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.5065 \text{ m/s} = 0.4052 \text{ m/s}$$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.109 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.024 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.0254 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.4052 \text{ m} / \text{s}} = 2.531 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.531 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.069 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.069 \text{ m}^2 = 0.269 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.069 \text{ m}^2}{\pi}} = 1.977 \text{ m}$$

A partir de T es posible estimar el valor de W:

$$W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 1.977 \text{ m} = 1.384 \text{ m}$$

Finalmente, la tabla AII.2.15 proporciona el valor de x en función de T:

$$W = 0.7 \cdot T \rightarrow x = 0.3562 \cdot T = 0.3562 \cdot 1.977 \text{ m} = 0.704 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.704 \text{ m} = 1.408 \text{ m}$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 1.977$ m, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1=1.25$ m, $(A_a/A_t)_1=0.7$, y que, para $T_2=2$ m, $(A_a/A_t)_2=0.74$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.739$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.739 \cdot 3.069 \text{ m}^2 = 2.267 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.531 \text{ m}^2 - 2.267 \text{ m}^2 = 0.263 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.263 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.384 \text{ m} + 1.977 \text{ m}} = 0.056 \text{ m} = 56 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

$$\frac{A_o}{A_a} = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.267 \text{ m}^2 = 0.289 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.289 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 18181$$

✓ Ahora sí, se puede completar el apartado 3 con el cálculo de la velocidad de lloriqueo (v_{vm}) a partir de [AII.2.40]:

$$\frac{v_{vm} \cdot \mu_V}{\sigma \cdot g_c} = 0.02229 \cdot \left(\frac{\left(\frac{0.00915 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)^2 \cdot 534.54 \text{ kg/m}^3}{534.54 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{6.16 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.75 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.379}$$

$$\left(\frac{0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot 2.267 \text{ m}^2 \cdot 0.0045 \text{ m}}{\sqrt{3} \cdot (0.012 \text{ m})^3} \right) \cdot \left(\frac{1.408 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} \right)^{0.724} = 5.11 \cdot 10^{-5}$$

⇓

$$v_{vm} = 5.11 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma \cdot g_c}{\mu_V} = 5.11 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\left(\frac{6.16 \text{ mN}\cdot\text{s}}{1000} \right) \cdot 1}{\left(\frac{0.00915 \text{ mPa}\cdot\text{s}}{1000} \right)} = 0.0344 \text{ m/s}$$

$$v_v = 0.4052 \text{ m/s} \in [v_{vm} = 0.0344 \text{ m/s}, v_F = 0.5065 \text{ m/s}]$$

6.

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0152 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.384 \text{ m}} = 0.0110 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0152 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.977 \text{ m}} = 0.0077 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

✓ h_w : la altura del rebosadero fue determinada en la etapa 4 del procedimiento ($h_w = 0.06 \text{ m}$).

✓ h_c :

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= 0.0152 \text{ m}^3 / \text{s} \\ T &= 1.977 \text{ m} \\ W &= 1.384 \text{ m} \end{aligned} \right\} \frac{T}{W} = 1.429$$

$$\begin{aligned} &\xrightarrow{[AII.2.56]} h_c = 0.033 \cdot \left(\frac{W}{W_{ef}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ &\xrightarrow{[AII.2.57]} \left(\frac{W_{ef}}{W} \right)^2 = 2.041 - [1.020 + 1.445 \cdot h_c]^2 \end{aligned}$$

La resolución por iteración de ambas ecuaciones lleva a los siguientes resultados:

$$\frac{W_{ef}}{W} = 0.947; h_c = 0.034 \text{ m}$$

- ✓ Δ : el valor de gradiente en el plato puede considerarse despreciable, y así se hará:

$$\Delta \approx 0$$

- ✓ h_B :

A) Pérdida de presión del líquido al acceder al plato bajo el vertedero (h_E):

$$[AII.2.60] \Rightarrow A_L = (0.060 \text{ m} - 0.025 \text{ m}) \cdot 1.384 \text{ m} = 0.048 \text{ m}^2 < A_v = 0.269 \text{ m}^2$$

↓

$$A_{da} = A_L = 0.048 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.59] \Rightarrow h_E = \frac{3}{2.9.81 \text{ m/s}^2} \cdot \left(\frac{0.0152 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.048 \text{ m}^2} \right)^2 = 0.015 \text{ m}$$

B) Pérdida de presión del vapor entre plato y plato (h_{vap}):

B.1) Pérdida de carga en plato seco (h_D):

$$\bullet [AII.2.63] \Rightarrow v_o = \frac{1.0254 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.289 \text{ m}^2} = 3.546 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.65] \Rightarrow Re_o = \frac{0.0045 \text{ m} \cdot 3.546 \text{ m/s} \cdot 9.75 \text{ kg/m}^3}{0.00915 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 1.70 \cdot 10^4 \in [5 \cdot 10^3 \leq Re_o \leq 10^8]$$

$$\frac{\varepsilon}{d_o} = \frac{0.046 \text{ mm}}{4.5 \text{ mm}} = 0.010 \in 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{d_o} \leq 10^{-2}$$

$$[AII.2.64] \Rightarrow 4 \cdot f = 0.0415$$

$$\bullet [AII.2.66] \Rightarrow C_o = 1.09 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} \right)^{0.25} = 1.335$$

Tras todas estas operaciones intermedias, se aplicará la expresión [AII.2.62] que incluye el término h_D :

$$\frac{2 \cdot h_D \cdot g \cdot \rho_L}{v_o^2 \cdot \rho_V} = 1.335 \cdot \left[0.40 \cdot \left(1.25 - \frac{0.289 \text{ m}^2}{2.531 \text{ m}^2} \right) + \frac{0.0415 \cdot 0.002 \text{ m}}{0.0045 \text{ m}} + \left(1 - \frac{0.289 \text{ m}^2}{2.531 \text{ m}^2} \right)^2 \right] = 1.678$$

↓

$$h_D = 1.678 \cdot \frac{v_o^2 \cdot \rho_V}{2 \cdot g \cdot \rho_L} = 1.678 \cdot \frac{(3.546 \text{ m/s})^2 \cdot 9.75 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 534.54 \text{ kg/m}^3} = 0.02 \text{ m}$$

B.2) Pérdida de carga generada al circular el vapor a través del líquido y la espuma:

$$[AII.2.67] \text{ y } [AII.2.68] \Rightarrow h_L = 6.1 \cdot 10^{-3} + 0.725 \cdot 0.060 \text{ m} - 0.238 \cdot 0.060 \text{ m} \cdot \frac{1.0254 \text{ m}^3 / \text{s}}{2.267 \text{ m}^2} \cdot (9.75 \text{ kg/m}^3)^{0.5} + 1.225 \cdot \frac{0.0152 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.408 \text{ m}} = 0.043 \text{ m}$$

B.3) Caída de presión residual (h_R):

$$[AII.2.68] \Rightarrow h_R = \frac{6 \cdot \frac{6.16 \text{ mN/m} \cdot 1}{1000}}{534.54 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.0045 \text{ m} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Una vez se tiene h_D , h_L y h_R , se calcula h_{vap} mediante [AII.2.61]:

$$h_{vap} = 0.020 \text{ m} + 0.043 \text{ m} + 0.002 \text{ m} = 0.064 \text{ m}$$

Con h_E y h_{vap} , ya es posible determinar h_B a través de [AII.2.58]:

$$h_B = 0.015 \text{ m} + 0.064 \text{ m} = 0.079 \text{ m}$$

Y, finalmente, se verifica el correcto funcionamiento del plato, en base a la caída de presión en el mismo, con el uso de la desigualdad [AII.2.55]:

$$0.060 \text{ m} + 0.034 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.079 \text{ m} = 0.173 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Dado que se ha comprobado el buen diseño del plato 19, se puede dar por concluido la totalidad del diseño hidráulico de dicho plato.

Plato 35 (sección de rectificación)

1. De la tabla AII.2.56:

Temperatura (°C)	286.4	
Componentes	x_{et35} ($x_{et 1'}$)	y_{et35} ($y_{et 1'}$)
n-C10	0.000	0.000
n-C11	0.000	0.000
n-C12	0.000	0.000
n-C13	0.007	0.009
n-C14	0.979	0.980
n-C15	0.015	0.011
n-C16	0.000	0.000
Total	1.000	1.000

TABLA AII.2.61: Datos de equilibrio en el plato ideal 35 de la columna Splitter

$$\bullet [AII.2.29] \Rightarrow L_{m\acute{a}sico} = 3487.66 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 198.51 \text{ kg} / \text{kmol} = 692327.65 \text{ kg} / \text{día} = 28846.99 \text{ kg} / \text{h} = 8.01 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.30] \Rightarrow Q_L = \frac{28846.99 \text{ kg} / \text{h}}{535.77 \text{ kg} / \text{m}^3} = 53.84 \text{ m}^3 / \text{h} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.31] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = 4317.27 \text{ kmol} / \text{día} \cdot 198.41 \text{ kg} / \text{kmol} = 856598.13 \text{ kg} / \text{día} = 35691.59 \text{ kg} / \text{h} = 9.91 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\bullet [AII.2.32] \Rightarrow Q_V = \frac{35691.59 \text{ kg} / \text{h}}{9.66 \text{ kg} / \text{m}^3} = 3695.00 \text{ m}^3 / \text{h} = 1.0264 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2.

⇒ Tipo de plato: plato perforado.

⇒ Número de pasos:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_L = 53.84 \text{ m}^3 / \text{h} \\ Q_V \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L - \rho_V} \right)^{0.5} = 3695.00 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \left(\frac{9.66 \text{ kg} / \text{m}^3}{535.77 \text{ kg} / \text{m}^3 - 9.66 \text{ kg} / \text{m}^3} \right)^{0.5} = 500.77 \text{ m}^3 / \text{h} \end{array} \right. \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.6}}$$

→ Paso simple (1 paso), 1.75 m de diámetro (T).

⇒ Diámetro de las perforaciones (d_o):

$$d_o = 4.5 \text{ mm}$$

⇒ Espesor del plato (e_p):

$$d_o = 4.5 \text{ mm},$$

$$\text{acero inoxidable} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.13}} \frac{e_p}{d_o} = 0.43 \rightarrow e_p = 0.43 \cdot 4.5 \text{ mm} = 1.935 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

⇒ Pitch (p'):

$$\begin{aligned} p' &= 2.5 \cdot d_o = 2.5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 11.25 \text{ mm} \\ p' &= 5 \cdot d_o = 5 \cdot 4.5 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm} \end{aligned} \rightarrow p' = 12 \text{ mm}$$

⇒ Espaciamiento entre platos (t_p):

$$T \in [1 \text{ m}, 3 \text{ m}] \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.14}} t_p = 0.60 \text{ m}$$

3.

Velocidad de inundación (v_F) y velocidad del vapor (v_v)

• Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero:

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 > 0.1$$

↓

$$[AII.2.36] \Rightarrow \alpha = 0.0744 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.01173 \text{ m/s} = 0.05637 \text{ m/s}$$

$$[AII.237] \Rightarrow \beta = 0.0304 \text{ s}^{-1} \cdot 0.6 \text{ m} + 0.015 \text{ m/s} = 0.03324 \text{ m/s}$$

$$\bullet [AII.2.38] \Rightarrow PF = \frac{8.01 \text{ kg/s}}{9.91 \text{ kg/s}} \left(\frac{9.66 \text{ kg/m}^3}{535.77 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.109$$

$$[AII.2.35] \Rightarrow C_F = \left[0.05637 \text{ m/s} \cdot \log \frac{1}{0.109} + 0.03324 \text{ m/s} \right] \cdot \left(\frac{6.23 \text{ mN/m}}{0.020 \cdot 1000} \right)^{0.2} = 0.0694 \text{ m/s}$$

$$[AII.2.34] \Rightarrow v_F = 0.0694 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{535.77 \text{ kg/m}^3 - 9.66 \text{ kg/m}^3}{9.66 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.5} = 0.5120 \text{ m/s}$$

• Si se considera $\frac{v_v}{v_F} = 0.8 \Rightarrow v_v = 0.8 \cdot v_F = 0.8 \cdot 0.5120 \text{ m/s} = 0.4096 \text{ m/s}$

Arrastre de líquido por el vapor

$$\left. \begin{array}{l} PF=0.109 \\ v_v/v_F = 0.8 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.7}} E = 0.024 < 0.04 \text{ (valor límite)}$$

4.

⇒ Altura del rebosadero (h_w):

$$[AII.2.41] \Rightarrow h_w = \frac{0.6 \text{ m}}{10} = 0.06 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

5.

Área neta (A_N)

$$[AII.2.42] \Rightarrow A_N = \frac{1.0264 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.4096 \text{ m} / \text{s}} = 2.506 \text{ m}^2$$

Área total del plato (A_t) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877$$

Sustituyendo en [AII.2.46],

$$A_t = \frac{2.506 \text{ m}^2}{1 - 2 \cdot 0.0877} = 3.039 \text{ m}^2$$

y aplicando [AII.2.45]:

$$A_v = 0.0877 \cdot 3.039 \text{ m}^2 = 0.266 \text{ m}^2$$

Diámetro de plato (T), longitud de derramaderos (W) y distancia entre vertederos (Z)

En primer lugar, la expresión [AII.2.48] proporciona el diámetro del plato:

$$T = \sqrt{\frac{4 \cdot 3.039 \text{ m}^2}{\pi}} = 1.967 \text{ m}$$

En este instante se comprueba que el diámetro del plato del extremo inferior de la sección de rectificación (plato 19), $T = 1.977 \text{ m}$, es mayor que el del plato del extremo superior de la citada sección, $T = 1.967 \text{ m}$. Como consecuencia, la zona de rectificación estará constituida por platos con las características del plato 19.

A pesar de ello, se han continuado todos los cálculos referentes al plato 35. Únicamente, se presentarán los resultados finales de las comprobaciones:

Máxima carga del vertedero

$$t_p = 0.6 \text{ m} \xrightarrow{\text{Fig. AII.2.8}} \left(\frac{Q_L}{W} \right)_{\text{máx}} = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\frac{Q_L}{W} = \frac{0.0150 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.377 \text{ m}} = 0.0109 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < 0.0310 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Flujo de líquido

$$\frac{Q_L}{T} = \frac{0.0150 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.967 \text{ m}} = 0.0076 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s} < \left(\frac{Q_L}{T} \right)_{\text{máx}} = 0.0150 \text{ m}^3 / \text{m}\cdot\text{s}$$

Pérdidas de carga en el plato

$$[\text{AII.2.55}] \Rightarrow 0.060 \text{ m} + 0.034 \text{ m} + 0 \text{ m} + 0.078 \text{ m} = 0.172 \text{ m} \leq 0.3 \text{ m}$$

Tras toda esta multitud de cálculos se puede concluir que el diseño de los platos de la sección de agotamiento coincidiría con el del plato número 1, y que el diseño de los platos de la sección de enriquecimiento coincidiría con el del plato número 19. Como consecuencia, habrá una transición de diámetros entre ambas secciones.

NOTA: Comentar que los diámetros definitivos de los platos vendrán impuestos por los diámetros interiores estándares de la columna, los cuales no se podrán determinar concluyentemente hasta realizar el diseño mecánico de la misma. Dentro de este diseño, tal y como se anticipa en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento (1)* del apartado 2.4.6.1 y se confirma en el epígrafe *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento (2)* del mismo apartado, se concluye que los valores finales de los diámetros de los platos son:

$$T_{\text{agot}} = 2.134 \text{ m}$$

$$T_{\text{rect}} = 1.981 \text{ m}$$

Por tanto, es necesario calcular las magnitudes características de los platos asociadas a estos diámetros:

Platos de la sección de agotamientoÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(2.134 \text{ m})^2}{4} = 3.575 \text{ m}^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 2.134 \text{ m} = 1.493 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{[Tabla AII.2.15]} x = 0.3562 \cdot T = 0.760 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.760 \text{ m} = 1.520 \text{ m} \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 3.575 \text{ m}^2 = 0.314 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_n)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_n = A_t - 2 \cdot A_v = 3.575 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.316 \text{ m}^2 = 2.948 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 2.134 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.74$, y que, para $T_2 = 2.5 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.76$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.745$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.745 \cdot 3.575 \text{ m}^2 = 2.665 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.948 \text{ m}^2 - 2.665 \text{ m}^2 = 0.283 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.283 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.4935 \text{ m} + 2.1336 \text{ m}} = 0.055 \text{ m} = 55 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)*Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero :*

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.665 \text{ m}^2 = 0.340 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.340 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 21371$$

Platos de la sección de rectificaciónÁrea total del plato (A_t)

$$[AII.2.47] \Rightarrow A_t = \pi \cdot \frac{(1.981 \text{ m})^2}{4} = 3.083 \text{ m}^2$$

Longitud de derramaderos (W), distancia entre vertederos (Z) y área del vertedero (A_v)

$$\frac{W}{T} = 0.7 \Rightarrow W = 0.7 \cdot T = 0.7 \cdot 1.981 \text{ m} = 1.387 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \xrightarrow{[Tabla \ AII.2.15]} x = 0.3562 \cdot T = 0.706 \text{ m} \xrightarrow{[AII.2.49]} Z = 2 \cdot 0.706 \text{ m} = 1.411 \text{ m} \\ \xrightarrow{[AII.2.44]} \frac{A_v}{A_t} = 0.0877 \Rightarrow A_v = 0.0877 \cdot A_t = 0.0877 \cdot 3.083 \text{ m}^2 = 0.270 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Área neta (A_n)

$$[AII.2.43] \Rightarrow A_n = A_t - 2 \cdot A_v = 3.083 \text{ m}^2 - 2 \cdot 0.270 \text{ m}^2 = 2.542 \text{ m}^2$$

Área activa (A_a)

Conocido el diámetro del plato, $T = 1.981 \text{ m}$, la tabla AII.2.16 muestra que, para $T_1 = 1.25 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_1 = 0.7$, y que, para $T_2 = 2 \text{ m}$, $(A_a/A_t)_2 = 0.74$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.50]:

$$\frac{A_a}{A_t} = 0.739$$

Despejando de la expresión anterior, y sustituyendo nuevamente:

$$A_a = 0.739 \cdot 3.083 \text{ m}^2 = 2.278 \text{ m}^2$$

Área y espesor de las vigas (A_{vig} y e_{vig})

$$[AII.2.51] \Rightarrow A_{vig} = 2.542 \text{ m}^2 - 2.278 \text{ m}^2 = 0.264 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.52] \Rightarrow e_{vig} = \frac{0.264 \text{ m}^2}{2 \cdot 1.3868 \text{ m} + 1.9812 \text{ m}} = 0.056 \text{ m} = 56 \text{ mm}$$

Área total de las perforaciones (A_o) y número de perforaciones del plato (N_o)

Perforaciones en los vértices de un triángulo equilátero :

$$[AII.2.39] \Rightarrow \frac{A_o}{A_a} = 0.907 \cdot \left(\frac{4.5 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} \right)^2 = 0.1275 \Rightarrow A_o = 0.1275 \cdot 2.278 \text{ m}^2 = 0.291 \text{ m}^2$$

$$[AII.2.53] \Rightarrow A_{o_i} = \pi \cdot \frac{(4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.2.54] \Rightarrow N_o = \frac{0.291 \text{ m}^2}{1.59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 18270$$

Por último, indicar que, debido a la pequeña variación entre los diámetros de los platos inicialmente considerados y los finalmente adoptados, no ha sido necesario volver a comprobar el buen funcionamiento de los mismos.

2.4.5. Determinación del número de platos reales

Una vez que se ha determinado el número de platos ideales necesarios para que se produzca la separación deseada, se calculará el número de platos reales que

conforman la columna Splitter a partir del concepto de eficacia global (E_G), mediante la expresión [AII.2.69].

Tal y como fue descrito con detenimiento en el apartado 2.2.5, la estimación de E_G será realizada a través de la correlación empírica representada en la figura AII.2.9, adecuada, principalmente, para torres de fraccionamiento de hidrocarburos. Para utilizar esta figura con el fin de predecir E_G , para el caso de columnas de destilación, se calcula la viscosidad (en cP) y la volatilidad relativa de los componentes clave para la composición de la alimentación a la media aritmética de los valores de las temperaturas y presiones en la cabeza y cola de la columna:

$$\left. \begin{aligned} P_{columna} &= 2 \text{ atm} \\ T_{media\ columna} &= \frac{T_{burbuja,D} + T_{burbuja,W}}{2} = \frac{286.3 + 305.8}{2} = 296.0 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \rightarrow \mu_F = 0.1750 \text{ cP}$$

Con respecto a la volatilidad relativa, en lugar de calcularla como se recomienda en el párrafo anterior, se tomará la volatilidad relativa media de la columna (similar, dada la constancia de ésta con la temperatura), deducida en la tabla AII.2.53 del apartado 2.4.3.1:

$$\alpha_{m14/15} = 1.384$$

Así, el producto de ambas variables resulta:

$$\alpha_{m13/14} \cdot \mu_F = 1.384 \cdot 0.1750 \text{ cP} = 0.2422 \text{ cP}$$

y de la gráfica AII.2.9 se obtiene, finalmente, que $E'_G \approx 68 \%$.

También, se hizo referencia en el apartado 2.2.5 al hecho de que la mayor parte de los datos utilizados para la obtención de la correlación de la figura AII.2.9 corresponden a columnas con un recorrido del flujo de líquido a través del área activa del plato comprendido entre 2 y 3 pies. Ya que las eficacias más elevadas se obtienen con los recorridos más largos, en la tabla AII.2.19 se propone un factor de corrección para la eficacia global obtenida por la figura AII.2.9, válido para aquellos casos en los que el producto viscosidad-volatilidad relativa esté incluido entre 0.1 y 1.0. En dicha tabla, la longitud del recorrido del flujo del líquido hace referencia al término Z, es

decir, a la longitud entre los dos vertederos. Por tanto, tendrá que distinguirse entre la zona de agotamiento y de rectificación:

Sección de agotamiento

$$Z = 1.516 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 4.975 \text{ ft}$$

Si $Z=4.975 \text{ ft}$, la tabla AII.2.19 muestra que, para $Z_1=4 \text{ ft}$, $FI_1=10$, y que, para $Z_2=5 \text{ ft}$, $FI_2=15$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.70]:

$$FI = 14.87 \%$$

Por tanto, la eficacia global de la sección de agotamiento vendrá dada por:

$$[AII.2.71] \Rightarrow E_{G \text{ agotamiento}} = 68 \% \cdot \left(1 + \frac{14.87}{100}\right) = 78.11 \%$$

y el número de platos en la sección de agotamiento será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{\text{agotamiento}} = \frac{18}{78.11} \cdot 100 = 23.04 \approx 23$$

Sección de rectificación

$$Z = 1.408 \text{ m} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{0.3048 \text{ m}} = 4.620 \text{ ft}$$

Si $Z=4.620 \text{ ft}$, la tabla AII.2.19 muestra que, para $Z_1=4 \text{ ft}$, $FI_1=10$, y que, para $Z_2=5 \text{ ft}$, $FI_2=15$. Sustituyendo estos resultados en [AII.2.70]:

$$FI = 13.10 \%$$

Por tanto, la eficacia global de la sección de rectificación vendrá dada por:

$$[AII.2.71] \Rightarrow E_{G \text{ rectificación}} = 68 \% \cdot \left(1 + \frac{13.10}{100}\right) = 76.91 \%$$

y el número de platos en la sección de rectificación será determinado mediante la expresión [AII.2.69]:

$$NPR_{rectificación} = \frac{17}{76.91} \cdot 100 = 22.11 \approx 23$$

Como resultado, se tiene que:

$$NPR = NPR_{agotamiento} + NPR_{rectificación} = 23 + 23 = 46$$

Ahora sí, se puede concluir que la torre Splitter consta de un total 46 platos reales, distribuidos de la siguiente manera:

Platos totales reales de la columna Splitter: 46

{	23 en la sección de enriquecimiento
	23 en la sección de agotamiento

Entrada de la alimentación: entre los platos 23 y 24 (sobre el primero de ellos, ya que entra como líquido saturado).

2.4.6. Diseño mecánico

El objetivo principal del diseño mecánico es determinar los espesores de la columna (y, consecuentemente, definir los diámetros internos y externos de la misma) y del faldón. Antes de centrar la atención en el cálculo de cada uno de ellos, se comentarán determinados aspectos o términos del diseño mecánico relacionados comunes a ambos:

⇒ *Código de construcción:*

Como ya se ha argumentado en la Memoria, éste será el Código ASME, Sección VIII, División I: Recipientes a Presión.

⇒ *Corrosión (C):*

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado 2.2.6), se estimará para las columnas de destilación un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in/año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.5 \text{ mm}$$

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E):*

Los valores de E para cada caso se recogen en la norma UW-12 del Código ASME-VIII-1 (tabla AII.2.20). Considerando la siguiente situación:

- Tipo de junta: junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.
- Control: examinación por zonas.

resulta un valor de eficiencia de la soldadura de $E = 0.80$.

2.4.6.1. Espesor de la columna Splitter. Espesor del aislante

Para el cálculo del espesor requerido de la torre han sido estimado los esfuerzos inducidos por las cargas combinadas de presión interna y presión del viento (se ha supuesto que las cargas de viento y de sismo no ocurren simultáneamente y, por ello, considerado el diseño por viento –mayor carga-). En relación al peso de la columna, se ha decidido obviarlo ya que, de manera general, la compresión debida a éste es insignificante y no es de carácter controlador.

Cabe indicar que toda la columna presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección o zona de la misma.

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (1)

Carga por Presión interna (1)

Se calculará el espesor requerido para soportar las cargas debidas a presión interna en los fondos de la columna, en las envolventes cilíndricas y en la sección cónica de separación entre las zonas de rectificación y agotamiento.

Aún así, antes de iniciar este cálculo es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, tanto para los platos como para toda la envolvente, acero inoxidable SA-240 Gr. 316.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

✱ según la fórmula (para aceros inoxidables):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 3 + C \Rightarrow t_{\min} = 3 + 2.5 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 5.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 2.2.6.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Teniendo en cuenta que en el interior de la torre de fraccionamiento no existe una columna de líquido continua y que la que hay entre plato y plato sólo ocupa una pequeña fracción del diámetro de dicha torre, únicamente tendría mención de columna real de líquido la presente en el fondo inferior. Dado que la altura de ésta está en torno a un metro (es decir, genera un presión próxima a 0.05 atm) y que el carácter del cálculo

de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

La temperatura máxima de operación en la columna Splitter tiene lugar en las proximidades del plato 1; dicha temperatura es de 305.8 °C, correspondiente a la del vapor procedente del calderín. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 305.8 \text{ } ^\circ C + 20 \text{ } ^\circ C = 325.8 \text{ } ^\circ C = 618.4 \text{ } ^\circ F$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.21), para carcasas de SA-240 Gr. 316 sometidas a una temperatura de hasta 650 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 618.4 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 16700 \text{ } psi = 115.14 \text{ } MPa$$

⇒ *Tipos de fondos y características técnicas:*

Ambos fondos serán toriesféricos; la cuestión es si lo son tipo Klopper o Korbogen. Usualmente, estos últimos están limitados a una de estas condiciones:

- ✗ Presión de diseño igual o superior a 7 kg/cm².
- ✗ Temperatura de diseño superior a 350 °C.
- ✗ Recipientes verticales cuya relación altura/diámetro sea superior a 10 (sólo afectaría al fondo inferior).

Se puede comprobar a partir de los puntos anteriores que ninguna de las dos primeras condiciones está presente en la columna Decano. Por tanto, se puede confirmar que el fondo superior será de tipo Klopper. Con respecto al fondo inferior, se tendrá que verificar el cumplimiento de la tercera de las condiciones. Se hará inicialmente de manera aproximada:

- Altura:

En principio, se calculará la altura de la carcasa cilíndrica, esto es, la altura de la columna Splitter obviando los fondos. Para ello, se conoce el

distanciamiento entre platos¹ ($t_p=0.6$ m), el espesor de los platos ($e_p=2$ mm) y el número de platos ($N_p=46$). Suponiendo una distancia plato-fondo inferior (H_{p-fi}) y plato-fondo superior (H_{p-fs}) de 1 y 0.6 m, respectivamente:

$$[AII.2.76] \Rightarrow H_{carcasa} = 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (46 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 28.602 \text{ m}$$

- Diámetro:

Lo correcto sería tomar el diámetro exterior inferior de la columna Splitter, es decir, el asociado a la sección de rectificación ($D_{o \text{ rect}}$), ya que es la situación más adversa. Como no se dispone aún de espesores, se considerará el diámetro interior (la diferencia será mínima):

$$D = D_{o \text{ rect}} \approx D_{i \text{ rect}} = 1.977 \text{ m}$$

Según lo calculado, la relación altura/diámetro aproximada para la elección del tipo de fondo es:

$$\frac{H_{carcasa}}{D} = \frac{28.602 \text{ m}}{1.977 \text{ m}} = 14.47 > 10$$

Por consiguiente, el fondo inferior será de tipo Korbbojen. No obstante, una vez se disponga de los resultados finales de diseño, se volverá a realizar esta comprobación de manera detallada.

Para realizar el diseño mecánico es necesario calcular las características técnicas de cada uno de los fondos (Especificación CEPSSA ESP-1101-01; será una estimación aproximada, ya que no se dispone de espesores):

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbbojen

- Radio mayor (L): $[AII.2.77] \Rightarrow L \approx 0.8 \cdot D_i = 0.8 \cdot 2.128 \text{ m} = 1.703 \text{ m}$
- Radio menor (r): $[AII.2.78] \Rightarrow r \approx 0.154 \cdot D_i = 0.154 \cdot 2.128 \text{ m} = 0.328 \text{ m}$
- Altura (H): $[AII.2.79] \Rightarrow H \approx 0.26 \cdot D_i = 0.26 \cdot 2.128 \text{ m} = 0.553 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.80]$

¹ La distancia “ t_p ” será aplicada entre los centros de gravedad de los platos.

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): [AII.2.81] $\Rightarrow L \approx D_i = 1.977 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.82] $\Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{1.977 \text{ m}}{10} = 0.198 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.83] $\Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 1.977 \text{ m} = 0.395 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.84]

\Rightarrow *Ángulo de la carcasa cónica (α):*

Como ángulo de la carcasa cónica se referencia el ángulo existente entre las generatrices de dicha carcasa y la prolongación de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. Sustituyendo en la expresión [AII.2.85], se puede determinar el ángulo buscado:

$$\alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.128 \text{ m} - 1.977 \text{ m}}{2} \right)}{0.6 \text{ m}} \right] = 7.2^\circ$$

Tras exponer estos datos básicos necesarios, se mostrará el cálculo de los distintos espesores debido a presión interna ($t_{P \text{ int}}$):

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.128 \text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.128 \text{ m}}{2} \right)}{115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.6 \text{ mm}$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.977 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.1 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.977 \text{ m}}{2}\right)}{115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.3 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m}}{4 \cdot \cos(7.2^\circ) \cdot (115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m}}{2 \cdot \cos(7.2^\circ) \cdot (115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 4.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.7 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbbogen

- $\frac{L}{r} = \frac{1.703 \text{ m}}{0.328 \text{ m}} = 5.195 < 16.6:$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.703 \text{ m}}{0.328 \text{ m}}\right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.703 \text{ m} \cdot 1.320}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.9 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$\bullet \frac{L}{r} = \frac{1.977 \text{ m}}{0.198 \text{ m}} = 10 < 16.6 :$$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.977 \text{ m}}{0.198 \text{ m}} \right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{\text{int}}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 1.541}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.6 \text{ mm}$$

El hecho de que, tanto en la carcasa cilíndrica como en la tronco-cónica, aparezcan dos fórmulas de espesor diferentes, se debe a que la presión interna en un elemento cilíndrico o cónico produce dos tipos de tensiones: circunferenciales o transversales y axiales o longitudinales, siendo el valor de las primeras doble que el de las segundas. Aún así, se ha comprobado esta situación, considerando, finalmente, aquel espesor que sea mayor.

Carga por viento (1)

Al igual que la presión interna, el viento produce unas tensiones en las paredes del recipiente que pueden producir la inestabilidad mecánica del mismo. Por tal motivo, es necesario calcular los espesores requeridos para soportar los esfuerzos generados como consecuencia de las cargas de viento, de manera general, en las cuatro posiciones que fueron listadas en el apartado 2.2.6.1 (recordar que el cabezal inferior tipo Korbbogen no se ve expuesto a la carga de viento). En el caso particular que ocupa, en primer lugar, se determinará la altura de aquéllas de estas posiciones que sean relevantes para el cálculo del espesor final, esto es, las posiciones 1, 2 y 4. La posición 3 es insignificante por el siguiente motivo: se ha comprobado que el espesor requerido por presión interna para la envolvente cilíndrica de rectificación es menor que el correspondiente a la envolvente cilíndrica de agotamiento y envolvente tronco-cónica; por tanto, la diferencia entre los espesores finales de las zonas comparadas será aún más acentuada como consecuencia de que el espesor requerido por la carga de viento disminuye conforme se asciende a través de la torre de destilación (mayor altura, menor

momento). No obstante, también se tendrá en cuenta la posición 3, única y exclusivamente porque su análisis será solicitado en el apartado 2.4.6.3.

Posición 1

Según indica la experiencia, para columnas de la altura de la torre Splitter suele ser aconsejable una distancia entre el suelo y la parte más baja del fondo Korbbogen de 2.5 m ($H_{\text{suelo-f Kor}}$). Por tanto, según la expresión [AII.2.92], se tiene:

$$H_{\text{pos 1}} = 2.5 \text{ m} + 0.553 \text{ m} = 3.053 \text{ m} = 10.018 \text{ ft}$$

Posición 2

$$\begin{aligned} \bullet [AII.2.93] \Rightarrow H_{\text{pos 2}} &= 3.053 \text{ m} + 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (23 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} = 17.254 \text{ m} = \\ &= 56.609 \text{ ft} \end{aligned}$$

Posición 3

$$\bullet [AII.2.94] \Rightarrow H_{\text{pos 3}} = 17.254 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 17.854 \text{ m} = 58.577 \text{ ft}$$

Posición 4

$$\begin{aligned} \bullet [AII.2.154] \Rightarrow H_{\text{pos 4}} &= 17.854 \text{ m} + (23 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 31.655 \text{ m} = \\ &= 103.856 \text{ ft} \end{aligned}$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante [AII.2.95]:

$\Rightarrow q_s$ (lb/ft²):

$$\text{Velocidad básica del viento} = 80 \text{ mph} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.22}} q_s = 17 \text{ lb/ft}^2$$

$\Rightarrow C_q$:

$$\text{Torre cilíndrica con diferentes conexiones} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.23}} C_q = 0.9$$

⇒ C_e :

Mediante la tabla AII.2.24, considerando una exposición del tipo C y las alturas de las diferentes posiciones, se determina para cada caso el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C_e	P_w , lb/ft ² (Pa) []
1	10.018	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	56.609	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
3	58.577	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
4	103.856	100-150	1.8	27.54 (1318.62)

TABLA AII.2.62: Resultados de C_e y P_w para la columna Splitter (I)

Seguidamente, se determinará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es [AII.2.96], que, a su vez, requerirá del uso de las expresiones [AII.2.97] y [AII.2.98]. De todas las variables presentes en dichas expresiones, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

- [AII.2.101] ⇒ $D_{aisl\ agot} \approx D_{i\ agot} = 2.128\ m$
- [AII.2.102] ⇒ $D_{aisl\ rect} \approx D_{i\ rect} = 1.977\ m$
- [AII.2.103] ⇒ $H'_{agot} = 17.254\ m + \frac{0.6\ m}{2} = 17.554\ m$
- [AII.2.155] ⇒ $H'_{rect} = (31.655\ m - 17.854\ m) + \frac{0.6\ m}{2} = 14.101\ m$
- [AII.2.99] ⇒ $h_{agot} = \frac{17.554\ m}{2} = 8.777\ m$
- [AII.2.100] ⇒ $h_{rect} = 17.554\ m + \frac{14.101\ m}{2} = 24.605\ m$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T tendrá que considerarse cada posición:

Posición 1

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{ais agot}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{agot}} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m} \cdot 17.554 \text{ m} = 32845.12 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{agot}} = 32845.12 \text{ N} \cdot 8.777 \text{ m} = 288287.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl rect}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{rect}} = 879.08 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 14.101 \text{ m} = 24502.96 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{rect}} = 24502.96 \text{ N} \cdot 24.605 \text{ m} = 602892.68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{\text{agot}} + V_{\text{rect}} \Rightarrow V = 32845.12 \text{ N} + 24502.96 \text{ N} = 57348.08 \text{ N}$$

$$M = M_{\text{agot}} + M_{\text{rect}} \Rightarrow M = 288287.95 \text{ N} \cdot \text{m} + 602892.68 \text{ N} \cdot \text{m} = 891180.63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\circ h_T = H_{\text{pos 1}}, D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl agot}} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 891180.63 \text{ N} \cdot \text{m} - 3.053 \text{ m} \cdot (57348.08 \text{ N} - 0.5 \cdot 879.08 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m} \cdot 3.053 \text{ m}) = 724796.78 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Posición 2

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl agot}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{agot}} = 1098.85 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m} \cdot 17.554 \text{ m} = 41056.40 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{agot}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{agot}} = 41056.40 \text{ N} \cdot 8.777 \text{ m} = 360359.93 \text{ N} \cdot \text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{\text{aisl agot/rect}} = D_{\text{aisl rect}}, H'_{\text{agot/rect}} = H'_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{\text{rect}} = 1098.85 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 14.101 \text{ m} = 30628.71 \text{ N}$$

$$\circ h_{\text{agot/rect}} = h_{\text{rect}} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{\text{rect}} = 30628.71 \text{ N} \cdot 24.605 \text{ m} = 753615.85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 41056.40 \text{ N} + 30628.71 \text{ N} = 71685.10 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 360359.93 \text{ N}\cdot\text{m} + 753615.85 \text{ N}\cdot\text{m} = 1113975.79 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos 2}, D_{aisl agot/rect} = D_{aisl agot} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1113975.79 \text{ N}\cdot\text{m} - 17.254 \text{ m} \cdot (71685.10 \text{ N} - 0.5 \cdot 1098.85 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m} \cdot 17.254 \text{ m}) = 225241.55 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Posición 3

Según la tabla AII.2.62, el valor de P_w para las posiciones 2 y 3 es coincidente, y, como consecuencia, los valores de V y M también lo son. Por tanto, se está en disposición de determinar directamente M_T :

$$\circ h_T = H_{pos 3}, D_{aisl agot/rect} = D_{aisl rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1113975.79 \text{ N}\cdot\text{m} - 17.854 \text{ m} \cdot (71685.10 \text{ N} - 0.5 \cdot 1098.85 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 17.854 \text{ m}) = 180291.45 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Posición 4

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl agot/rect} = D_{aisl agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1318.62 \text{ Pa} \cdot 2.128 \text{ m} \cdot 17.554 \text{ m} = 49267.67 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 49267.67 \text{ N} \cdot 8.777 \text{ m} = 432431.92 \text{ N}\cdot\text{m}$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl agot/rect} = D_{aisl rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1318.62 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 14.101 \text{ m} = 36754.45 \text{ N}$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 36754.45 \text{ N} \cdot 24.605 \text{ m} = 904339.02 \text{ N}\cdot\text{m}$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 49267.67 \text{ N} + 36754.45 \text{ N} = 86022.12 \text{ N}$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 432431.92 \text{ N}\cdot\text{m} + 904339.02 \text{ N}\cdot\text{m} = 1336770.94 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\circ h_T = H_{pos 4} \cdot D_{aisl\ agot / rect} = D_{aisl\ rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1336770.94 \text{ N}\cdot\text{m} - 31.655 \text{ m} \cdot (86022.12 \text{ N} - 0.5 \cdot 1318.62 \text{ Pa} \cdot 1.977 \text{ m} \cdot 31.655 \text{ m}) = -80346.54 \text{ N}\cdot\text{m} < 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Una vez conocido el momento, se calculará, a partir de [AII.2.105], el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición, tras, previamente, haber estimado $R_{i\ medio}$ mediante [AII.2.106]:

$$R_{i\ medio} = \frac{17.554 \text{ m} \cdot \left(\frac{2.128 \text{ m}}{2}\right) + 14.101 \text{ m} \cdot \left(\frac{1.977 \text{ m}}{2}\right)}{17.554 \text{ m} + 14.101 \text{ m}} = 1.030 \text{ m}$$

Posición 1

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{724796.78 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.030 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.4 \cdot 10^{-3} = 2.4 \text{ mm}$$

Posición 2

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{225241.55 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.030 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 7 \cdot 10^{-4} = 0.7 \text{ mm}$$

Posición 3

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{180291.45 \text{ N}\cdot\text{m}}{(1.030 \text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 6 \cdot 10^{-4} = 0.6 \text{ mm}$$

Posición 4

En esta posición el momento del viento es nulo.

Tal y como se estableció en este apartado a raíz de los resultados de espesores requeridos por carga de presión interna y de las aclaraciones con respecto a las posiciones relevantes en el cálculo del espesor debido a la presión del viento, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento, envolvente tronco-cónica y al fondo toriesférico tipo Klopper:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{viento} (Pos 1) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín\ calc} = 4.6\ mm + 2.4\ mm = 7.0\ mm > 6.6\ m > 5.4\ mm$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{viento} (Pos 2) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín\ calc} = 4.7\ mm + 0.7\ mm = 5.4\ mm$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$t_{viento} (Pos 4) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín\ calc} = 6.6\ mm + 0.00\ mm = 6.6\ mm$$

Por consiguiente, el espesor de la columna Splitter será obtenido a partir del espesor de 7.0 mm. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.108] \Rightarrow t_{col}^C = 7.0\ mm + 2.5\ mm = 9.5\ mm > t_{mín} = 5.5\ m$$

En principio, el espesor escogido sería el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm; sin embargo, el valor de ese espesor comercial es de 9.5 mm (tabla AII.2.26). Debido a la igualdad entre ambos espesores, se ha creído conveniente tomar el siguiente espesor estándar, es decir:

$$t_{col} = 11.1\ mm$$

Llegado este momento, hay “reformular” el problema. Hasta entonces se ha considerado como diámetros interiores de las secciones de agotamiento y enriquecimiento 2.128 y 1.977 m, respectivamente. Sin embargo, siguiendo el mismo procedimiento que con el espesor, y ahora que se conoce éste, se debe estandarizar el diámetro de la columna, bien el interior, bien el exterior. Si se consulta la tabla de diámetros estándares de recipientes (tabla AII.2.27), los diámetros comerciales superiores más próximos a los citados anteriormente son:

$$2.128\ m \rightarrow 2.134\ m$$

$$1.977\ m \rightarrow 1.981\ m$$

Siempre que sea viable, con el fin de desviarse del diámetro inicial lo mínimo posible, se seleccionará como diámetro estándar el exterior. Sin embargo, tanto en el caso del diámetro de la sección de agotamiento como en el de la sección de rectificación

no se podrá aplicar este criterio, dado que la diferencia entre el diámetro considerado hasta el momento y el estándar es inferior a dos veces el espesor. Así, queda:

Sección de agotamiento

- $D_{i\ agot} = 2.134\ m$
- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{o\ agot} = 2.134\ m + 2 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3}\ m = 2.156\ m$

Sección de rectificación

- $D_{i\ agot} = 1.981\ m$
- $[AII.2.109] \Rightarrow D_{o\ agot} = 1.981\ m + 2 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3}\ m = 2.003\ m$

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá la columna de destilación. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 325.8\ ^\circ C \rightarrow T^a = 350\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al\ agot} = 2.134\ m \rightarrow D > 0.762\ m \\ D_{no\ min\ al\ rect} = 1.981\ m \rightarrow D > 0.762\ m \end{array} \right\} t_{aisl} = 178\ mm = 0.178\ m$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante (D_{aisl}) de la columna Splitter son:

- $[AII.2.101] \Rightarrow D_{aisl\ agot} = 2.156\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 2.512\ m$
- $[AII.2.102] \Rightarrow D_{aisl\ rect} = 2.003\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 2.359\ m$

Una vez se dispone de las posibles medidas estándares definitivas de la columna Splitter, tendrá que repetirse nuevamente todo el procedimiento de cálculo del espesor (pero, en esta ocasión, sin ciertas aproximaciones), con el fin de confirmar que para tales medidas el espesor seleccionado es el adecuado (lógicamente, no se mostrarán aspectos invariantes como tipo de material, temperatura y presión de diseño, espesor mínimo, etc.):

CÁLCULO DEL ESPESOR DEBIDO A PRESIÓN INTERNA Y PRESIÓN DEL VIENTO (2)

Carga por Presión interna (2)

⇒ *Tipos de fondos y características técnicas:*

Previamente, se estableció que el fondo superior sería toriesférico de tipo Klopper y, de forma aproximada, que el inferior sería de tipo Korbbogen. Entonces, se calcularán las características técnicas de cada uno de ellos y, posteriormente, se comprobará con precisión si la decisión tomada fue la correcta.

Fondo inferior: toriesférico tipo Korbbogen

- Radio mayor (L): [AII.2.77] ⇒ $L = 0.8 \cdot 2.156 \text{ m} = 1.725 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] ⇒ $r = 0.154 \cdot 2.156 \text{ m} = 0.332 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] ⇒ $H = 0.26 \cdot 2.896 \text{ m} = 0.561 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80] ⇒ $h = 3.5 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \text{ mm}$

Fondo superior: toriesférico tipo Klopper

- Radio mayor (L): [AII.2.81] ⇒ $L = 2.003 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.82] ⇒ $r = \frac{2.003 \text{ m}}{10} = 0.200 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.83] ⇒ $H = 0.2 \cdot 2.003 \text{ m} = 0.401 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.84] ⇒ $h = 3.5 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \text{ mm}$

A continuación, se verificará si la relación altura/diámetro definitiva es superior a 10:

La altura de la columna Splitter viene dada por la expresión [AII.2.110] (*Sin incluir la zona comprendida entre los platos 23 y 24). Se calcularán los miembros de la misma que son desconocidos:

- [AII.2.111] ⇒ $H_{\text{agot}} = 1 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + (23 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} = 14.201 \text{ m}$
- [AII.2.112] ⇒ $H_{\text{rectt}} = (23 - 1) \cdot 0.6 \text{ m} + 0.5 \cdot 0.002 \text{ m} + 0.6 \text{ m} = 13.801 \text{ m}$

↓[AII.2.110]

$$H_{col} = 0.561 m + 14.201 m + 0.6 m + 13.801 m + 0.400 m = 29.563 m$$

Teniendo en cuenta que $D = D_{o\ rect} = 2.003 m$, resulta la siguiente relación altura/diámetro:

$$\frac{H_{col}}{D} = \frac{29.563 m}{2.003 m} = 14.76 > 10$$

Por consiguiente, se confirma que la opción de un fondo toriesférico tipo Korboggen para el fondo inferior de la columna Splitter es la adecuada.

⇒ Ángulo de la carcasa cónica (α):

$$[AII.2.85] \Rightarrow \alpha = \text{arc tag} \left[\frac{\left(\frac{2.134 m - 1.981 m}{2} \right)}{0.6 m} \right] = 7.2^\circ$$

Tras exponer estos datos básicos necesarios, se mostrará el cálculo de los distintos espesores debido a presión interna ($t_{p\ int}$):

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p\ int} = \frac{398783 Pa \cdot \left(\frac{2.134 m}{2} \right)}{2 \cdot 115140000 Pa \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 Pa} = 2.3 \cdot 10^{-3} m = 2.3 mm$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p\ int} = \frac{398783 Pa \cdot \left(\frac{2.134 m}{2} \right)}{115140000 Pa \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 Pa} = 4.6 \cdot 10^{-3} m = 4.6 mm$$

Envolvente cilíndrica de la sección de enriquecimiento

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p\ int} = \frac{398783 Pa \cdot \left(\frac{1.981 m}{2} \right)}{2 \cdot 115140000 Pa \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 Pa} = 2.1 \cdot 10^{-3} m = 2.1 mm$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.981 \text{ m}}{2}\right)}{115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.3 \text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

- Longitudinal:

$$[AII.2.88] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.134 \text{ m}}{4 \cdot \cos(7.2^\circ) \cdot (115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 2.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.3 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.89] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.134 \text{ m}}{2 \cdot \cos(7.2^\circ) \cdot (115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa})} = 4.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.7 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Korbbogen

- $\frac{L}{r} = \frac{1.725 \text{ m}}{0.332 \text{ m}} = 5.195 < 16.6 :$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.725 \text{ m}}{0.332 \text{ m}}\right)} \right] = 1.320$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.725 \text{ m} \cdot 1.320}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 4.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.9 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{2.003 \text{ m}}{0.200 \text{ m}} = 10 < 16.6 :$

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.003 \text{ m}}{0.200 \text{ m}}\right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.003 \text{ m} \cdot 1.541}{2 \cdot 115140000 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 6.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 6.7 \text{ mm}$$

Carga por viento (2)

En primer lugar, se determina la altura de las posiciones de interés:

Posición 1

$$[AII.2.92] \Rightarrow H_{pos\ 1} = 2.5\ m + 0.561\ m = 3.061\ m = 10.041\ ft$$

Posición 2

$$[AII.2.113] \Rightarrow H_{pos\ 2} = 3.061\ m + 14.201\ m = 17.262\ m = 56.632\ ft$$

* Sin incluir la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

Posición 3

$$[AII.2.94] \Rightarrow H_{pos\ 3} = 17.262\ m + 0.6\ m = 17.862\ m = 58.601\ ft$$

Posición 4

$$\bullet [AII.2.156] \Rightarrow H_{pos\ 4} = 17.862\ m + 13.801\ m = 31.663\ m = 103.879\ ft$$

Ya que se conoce la altura concreta de las distintas zonas consideradas, es posible determinar la presión de diseño del viento (P_w) en cada una de ellas mediante [AII.2.95]:

$\Rightarrow q_s$ (lb/ft²):

$$\text{Velocidad básica del viento} = 80\ mph \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.22}} q_s = 17\ lb/ft^2$$

$\Rightarrow C_q$:

$$\text{Torre cilíndrica con diferentes conexiones} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.23}} C_q = 0.9$$

$\Rightarrow C_e$:

Mediante la tabla AII.2.24, considerando una exposición del tipo C y las alturas de las diferentes posiciones, se determina para cada caso el valor de C_e y, finalmente, el de la presión de diseño del viento resultante:

Posición	Altura (ft)	Intervalo de altura asociado (ft)	C _e	P _w , lb/ft ² (Pa) [AII.2.95]
1	10.041	0-20	1.2	18.36 (879.08)
2	56.632	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
3	58.601	40-60	1.5	22.95 (1098.85)
4	103.879	100-150	1.8	27.54 (1318.62)

TABLA AII.2.63: Resultados de C_e y P_w para la columna Splitter (II)

Seguidamente, se calculará el momento debido al viento en cada una de las posiciones. La fórmula que permitirá su cálculo es [AII.2.96], que, a su vez, requerirá del uso de las expresiones [AII.2.97] y [AII.2.98]. De todas las variables presentes en dichas expresiones, son conocidas o fácilmente calculables las siguientes:

- [AII.2.101] $\Rightarrow D_{aisl\ agot} = 2.156\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 2.512\ m$
- [AII.2.102] $\Rightarrow D_{aisl\ rect} = 2.003\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 2.359\ m$
- [AII.2.103] $\Rightarrow H'_{agot} = 17.262\ m + \frac{0.6\ m}{2} = 17.562\ m$
- [AII.2.155] $\Rightarrow H'_{rect} = (31.663\ m - 17.862\ m) + \frac{0.6\ m}{2} = 14.101\ m$
- [AII.2.99] $\Rightarrow h_{agot} = \frac{17.562\ m}{2} = 8.781\ m$
- [AII.2.100] $\Rightarrow h_{rect} = 17.562\ m + \frac{14.101\ m}{2} = 24.612\ m$

Para la aplicación de la fórmula que incluye la estimación de M_T tendrá que considerarse cada posición:

Posición 1

\Rightarrow Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 879.08\ Pa \cdot 2.512\ m \cdot 17.562\ m = 38777.56\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 38777.56\ N \cdot 8.781\ m = 340496.37\ N \cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AI.2.97]} V_{rect} = 879.08\ Pa \cdot 2.359\ m \cdot 14.101\ m = 29247.26\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AI.2.98]} M_{rect} = 29247.26\ N \cdot 24.612\ m = 719834.11\ N \cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 38777.56\ N + 29247.26\ N = 68024.83\ N$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 340496.37\ N \cdot m + 719834.11\ N \cdot m = 1060330.47\ N \cdot m$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 1}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AI.2.96]} M_T = 1060330.47\ N \cdot m - 3.061\ m \cdot (68024.83\ N - 0.5 \cdot 879.08\ Pa \cdot 2.512\ m \cdot 3.061\ m) = 862480.86\ N \cdot m$$

Posición 2

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H'_{agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AI.2.97]} V_{agot} = 1098.85\ Pa \cdot 2.512\ m \cdot 17.562\ m = 48471.95\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AI.2.98]} M_{agot} = 48471.95\ N \cdot 8.781\ m = 425620.46\ N \cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AI.2.97]} V_{rect} = 1098.85\ Pa \cdot 2.359\ m \cdot 14.101\ m = 36559.08\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AI.2.98]} M_{rect} = 36559.08\ N \cdot 24.612\ m = 899792.63\ N \cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 48471.95\ N + 36559.08\ N = 85031.03\ N$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 425620.46\ N \cdot m + 899792.63\ N \cdot m = 1325413.09\ N \cdot m$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 2}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ agot} \xrightarrow{[AI.2.96]} M_T = 1325413.09\ N \cdot m - 17.262\ m \cdot (85031.03\ N - 0.5 \cdot 1098.85\ Pa \cdot 2.512\ m \cdot 17.262\ m) = 268851.73\ N \cdot m$$

Posición 3

Según la tabla AII.2.63, el valor de P_w para las posiciones 2 y 3 es coincidente, y, como consecuencia, los valores de V y M también lo son. Por tanto, se está en disposición de determinar directamente M_T :

$$\circ h_T = H_{pos\ 3}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1325413.09\ N\cdot m - 17.862\ m \cdot (85031.03\ N - 0.5 \cdot 1098.85\ Pa \cdot 2.359\ m - 17.862\ m) = 220202.79\ N\cdot m$$

Posición 4

⇒ Sección de agotamiento

$$\circ D_{agot/rect} = D_{aisl\ agot}, H_{aisl\ agot/rect} = H'_{agot} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{agot} = 1318.62\ Pa \cdot 2.512\ m - 17.562\ m = 58166.34\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{agot} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{agot} = 58166.34\ N \cdot 8.781\ m = 510744.55\ N\cdot m$$

⇒ Sección de enriquecimiento

$$\circ D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect}, H'_{agot/rect} = H'_{rect} \xrightarrow{[AII.2.97]} V_{rect} = 1318.62\ Pa \cdot 2.359\ m - 14.101\ m = 43870.35\ N$$

$$\circ h_{agot/rect} = h_{rect} \xrightarrow{[AII.2.98]} M_{rect} = 43870.35\ N \cdot 24.612\ m = 1079751.16\ N\cdot m$$

↓

$$V = V_{agot} + V_{rect} \Rightarrow V = 58166.34\ N + 43870.90\ N = 102037.24\ N$$

$$M = M_{agot} + M_{rect} \Rightarrow M = 510744.55\ N\cdot m + 1079751.16\ N\cdot m = 1590495.71\ N$$

$$\circ h_T = H_{pos\ 4}, D_{aisl\ agot/rect} = D_{aisl\ rect} \xrightarrow{[AII.2.96]} M_T = 1590495.71\ N\cdot m - 31.663\ m \cdot (102037.24\ N - 0.5 \cdot 1318.62\ Pa \cdot 2.359\ m - 31.663\ m) = -80752.64\ N\cdot m < 0\ N\cdot m$$

Una vez conocido el momento, se calculará, a partir de [AII.2.105], el espesor requerido por carga de viento (t_{viento}) para cada posición, tras, previamente, haber estimado $R_{i\text{ medio}}$ mediante [AII.2.106]:

$$R_{i\text{ medio}} = \frac{17.562\text{ m} \cdot \left(\frac{2.134\text{ m}}{2}\right) + 14.101\text{ m} \cdot \left(\frac{1.981\text{ m}}{2}\right)}{17.562\text{ m} + 14.101\text{ m}} = 1.033\text{ m}$$

Posición 1

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{862480.86\text{ N}\cdot\text{m}}{(1.033\text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000\text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.8 \cdot 10^{-3} = 2.8\text{ mm}$$

Posición 2

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{268851.73\text{ N}\cdot\text{m}}{(1.033\text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000\text{ Pa} \cdot 0.8} = 9 \cdot 10^{-4} = 0.9\text{ mm}$$

Posición 3

$$[AII.2.105] \Rightarrow t_{viento} = \frac{220202.79\text{ N}\cdot\text{m}}{(1.033\text{ m})^2 \cdot \pi \cdot 115140000\text{ Pa} \cdot 0.8} = 7 \cdot 10^{-4} = 0.7\text{ mm}$$

Posición 4

En esta posición el momento del viento es nulo.

Así, el espesor final considerado será el mayor de los espesores correspondientes a la envolvente cilíndrica de agotamiento, envolvente tronco-cónica y al fondo toriesférico tipo Klopper:

Envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento

$$t_{viento} (\text{Pos 1}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{\text{mín calc}} = 4.6\text{ mm} + 2.8\text{ mm} = 7.4\text{ mm} > 6.7\text{ m} > 5.5\text{ mm}$$

Envolvente tronco-cónica

$$t_{viento} (\text{Pos 2}) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{\text{mín calc}} = 4.7\text{ mm} + 0.9\text{ mm} = 5.5\text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

$$t_{viento} (Pos 4) \xrightarrow{[AII.2.107]} t_{col}^{mín\ calc} = 6.7\ mm + 0.00\ mm = 6.7\ mm$$

De la misma manera que en la aplicación inicial del procedimiento de cálculo, el espesor de la columna Splitter será obtenido a partir del espesor de la envolvente cilíndrica de la sección de agotamiento (7.4 mm). Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.108] \Rightarrow t_{col}^C = 7.4\ mm + 2.5\ mm = 10.0\ mm > t_{mín} = 5.5\ m$$

Y, por tanto, se puede comprobar que el espesor comercial inmediatamente superior a 10.0 mm es 11.1 m, coincidente con el que ha sido utilizado para todos los cálculos de este tercer y último procedimiento. Entonces, se confirman las medidas estándares presentadas al final del *cálculo del espesor debido a presión interna y presión del viento (1)*.

Como consecuencia, los diámetros de los platos se ven mínimamente modificados con respecto a sus valores de partida, siendo sus valores definitivos los “nuevos” diámetros interiores de la columna Splitter, esto es:

$$T_{agot} = 2.134\ m$$

$$T_{rect} = 1.981\ m$$

Una vez obtenida esta conclusión, se ha tenido que recalcular las diferentes dimensiones del plato (área neta, área activa, longitud de los derramaderos, etc.), resultados que ya han sido presentados en el apartado anterior de diseño hidráulico (Ver NOTA al final del apartado 2.4.4).

2.3.6.2. Espesor del faldón de la columna Splitter

En el caso particular que ocupa, para el cálculo del espesor requerido del faldón de la torre, se ha considerado que éste se ve expuesto fundamentalmente a las cargas combinadas de viento y peso.

Antes de iniciar el cálculo del espesor, comentar que, aunque parezca que se ha dado por supuesta la utilización del faldón como elemento de sustentación, ésta ha sido debidamente justificada, tal y como se verá. Así, está recomendado el uso de faldones en cualquiera de las siguientes situaciones:

- ✗ El diámetro de la envolvente sea superior a 1.5 m ($D_{o\ agot}=2.156\ m$).
- ✗ La relación altura/diámetro del recipiente sea mayor que 5 ($H_{col}/D=14.76$).
- ✗ Puedan esperarse vibraciones (debido al viento, las torres altas vibran).
- ✗ La masa del recipiente lleno de agua sea superior a 15000 kg (Peso: 147150 N).

Es suficiente el cumplimiento de una de éstas para que esté argumentada la utilización del faldón; aún así, entre paréntesis se muestra que la columna Splitter satisface las tres primeras (y la última también, aunque su cálculo se presentará más adelante).

CÁLCULO DEL ESPESOR DEL FALDÓN DEBIDO A PRESIÓN DEL VIENTO Y PESO DE LA TORRE

Carga por Presión del viento

En primer lugar, antes de iniciar este cálculo, es fundamental aportar una serie de datos básicos:

⇒ *Tipo de material:*

Éste será, a diferencia de la columna, acero al carbono SA-283 Gr. C.

⇒ *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} (mm) = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5\ mm = 5.0\ mm$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} (mm) = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5\ mm = 7.5\ mm$$

Por consiguiente, $t_{mín} = 7.5\ mm$.

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E)*:

Aunque al inicio del apartado 2.4.6 se citó como aspecto común a todo el diseño mecánico un valor de eficiencia de la soldadura de 0.8, en el caso particular de la eficiencia de la junta del faldón al fondo toriesférico, para soldadura a tope, E es igual a 0.6.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D)*:

Se adoptará como temperatura de diseño la considerada para la columna Splitter, esto es, 325.8 °C (618.4 °F), la cual conlleva, en este caso, un alto coeficiente de seguridad.

⇒ *Tensión máxima admisible (S)*:

El valor de la tensión máxima admisible para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 650 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 618.4 °F) es, según la tabla AII.2.30, de:

$$S = 12600 \text{ psi} = 86.87 \text{ MPa}$$

Ahora sí, es posible afrontar el cálculo del espesor del faldón debido a la presión del viento (t_{viento}). La fórmula para ello, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, es [AII.2.114], donde cabe destacar que el valor de M_T es el calculado para la posición 1 en el punto de *carga debida a presión del viento* del apartado 2.4.6.1 (el significado de las restantes variables fue expuesto en el apartado 2.2.6.2). Si se sustituye en la citada fórmula:

$$t_{\text{viento}} = \frac{862480.86 \text{ N}\cdot\text{m}}{\left(\frac{2.156 \text{ m}}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 86.87 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \text{ mm}$$

Carga debida al peso de la torre

Tal y como hecho anteriormente con la carga por presión del viento, en primer lugar, antes de iniciar los cálculos, es fundamental conocer una serie de datos (no se repetirán los comunes al caso previo):

⇒ Densidad del material de la columna:

La densidad del acero inoxidable seleccionado para la columna Decano es:

$$\rho_{acero} = 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del aislante:

La densidad del aislante de fibra de vidrio es (tabla AII.2.28) es:

$$\rho_{aisl} = 48 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

⇒ Densidad del líquido de operación (parafinas o agua de prueba):

En el caso rutinario de operación de la columna, se considerará aquella que corresponde al líquido más denso de la columna, es decir, al procedente del acumulador de reflujo –menor temperatura- (dada la similitud entre las parafinas con las que se trabaja, ejerce una mayor influencia la temperatura que la composición sobre la densidad):

$$\rho_{paraf \text{ operación}} = 535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

En el caso particular de la prueba de presión a la que se tiene que someter la columna de destilación, la densidad del líquido de operación será la del fluido de prueba, esto es, agua a 10 °C:

$$\rho_{agua \text{ operación}} = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

Centrándose ya explícitamente en el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso}), la fórmula que va a permitir su cálculo es [AII.2.115]. Antes de aplicarla, tendrá que determinarse la única variable desconocida, el peso total de la columna en operación, el cual vendrá dado por la suma del peso total del armado (W_{arm}) y el peso total del líquido de operación ($W_{\text{operación}}$) [AII.2.116]:

Peso total del armado

En primer lugar, se estimará el volumen de la estructura de acero principal, para, seguidamente, calcular su peso asociado; luego, se hará lo propio con el material aislante:

→ Peso estructura acero:

- Volumen del fondo Korbbogen:

$$[AII.2.117] \Rightarrow V_{f Kor}^{acero} = 0.13 \cdot [(2.156 \text{ m})^3 - (2.134 \text{ m})^3] = 0.0399 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.118] \Rightarrow V_{agot}^{acero} = 14.201 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.156 \text{ m})^2 - (2.134 \text{ m})^2]}{4} = 1.0632 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen de la carcasa cónica:

$$[AII.2.119] \Rightarrow V_{cono}^{acero} = 0.2618 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot [(2.156 \text{ m})^2 + 2.156 \text{ m} \cdot 2.003 \text{ m} + 2.003^2] - 0.2618 \cdot 0.6 \text{ m} \cdot [(2.134 \text{ m})^2 + 2.134 \text{ m} \cdot 1.981 \text{ m} + (1.981 \text{ m})^2] = 0.0433 \text{ m}^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.120] \Rightarrow V_{rect}^{acero} = 13.801 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.003 \text{ m})^2 - (1.981 \text{ m})^2]}{4} = 0.9598 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.2.121] \Rightarrow V_{f Klo}^{acero} = 0.1 \cdot [(2.003 \text{ m})^3 - 1.981^3] = 0.0265 \text{ m}^3$$

- Volumen de los platos:

$$[AII.2.122] \Rightarrow V_p = 23 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(2.134 \text{ m})^2}{4} - 0.340 \text{ m}^2 \right] + 23 \cdot 0.002 \text{ m} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(1.981 \text{ m})^2}{4} - 0.291 \text{ m}^2 \right] = 0.2773 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la estructura de acero principal:

$$[AII.2.123] \Rightarrow V_{arm\ acero} = 0.0399 \text{ m}^3 + 1.0632 \text{ m}^3 + 0.0433 \text{ m}^3 + 0.9598 \text{ m}^3 + 0.0265 \text{ m}^3 + 0.2773 \text{ m}^3 = 2.4100 \text{ m}^3$$

Por tanto, conocida la densidad del acero, es posible obtener, fácilmente, el peso total de la estructura de acero principal:

$$[AII.2.124] \Rightarrow W_{arm\ acero} = 9.81\ m/s^2 \cdot 7750.37\ Kg/m^3 \cdot 2.4100\ m^3 = 183233.97\ N$$

Se seguirá un procedimiento idéntico para obtener el peso debido al material aislante:

→ Peso material aislante:

- Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Korbogen:

$$[AII.2.125] \Rightarrow V_{f\ Kor}^{aisl} = 0.13 \cdot [(2.512\ m)^3 - (2.156\ m)^3] = 0.7577\ m^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.126] \Rightarrow V_{agot}^{aisl} = 14.201\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(2.512\ m)^2 - (2.156\ m)^2]}{4} = 18.5322\ m^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cónica:

$$[AII.2.127] \Rightarrow V_{cono}^{aisl} = 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot [(2.512\ m)^2 + 2.512\ m \cdot 2.359\ m + (2.359\ m)^2] - 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot [(2.156\ m)^2 + 2.156\ m \cdot 2.003\ m + (2.003\ m)^2] = 0.7575\ m^3$$

- Volumen de la fibra de vidrio asociado a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.128] \Rightarrow V_{rect}^{aisl} = 13.801\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(2.359\ m)^2 - (2.003\ m)^2]}{4} = 16.8341\ m^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen de la fibra de vidrio asociado al fondo Klopper:

$$[AII.2.129] \Rightarrow V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot [(2.359\ m)^3 - (2.003\ m)^3] = 0.5093\ m^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total de la fibra de vidrio:

$$[AII.2.130] \Rightarrow V_{arm\ aisl} = 0.7577\ m^3 + 18.5322\ m^3 + 0.7575\ m^3 + 16.8341\ m^3 + 0.5093\ m^3 = 37.3908\ m^3$$

Por tanto, conocida la densidad de la fibra de vidrio, es posible obtener, fácilmente, el peso total de este material en la columna:

$$[AII.2.131] \Rightarrow W_{arm\ aisl} = 9.81\ m/s^2 \cdot 48\ Kg/m^3 \cdot 37.3908\ m^3 = 17606.57\ N$$

Entonces, la suma de los contribuyentes principales al peso del armado da lugar a:

$$[AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 183233.97\ N + 17606.57\ N = 200840.54\ N$$

Finalmente, para obtener el peso total real del armado, se le agregará a W'_{arm} un 25 %, porcentaje que cubre el peso de elementos tales como escaleras, plataformas, tuberías, soldaduras, etc., y los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación:

$$W_{arm} = 1.25 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.25 \cdot 200840.54 = 251050.67\ N$$

Peso total del líquido de operación

En primer lugar, se determinará el volumen que puede alojar la columna Splitter:

- Volumen del fondo Korbbogen:

$$[AII.2.133] \Rightarrow V_{f\ Kor} = 0.13 \cdot (2.134\ m)^3 = 1.2626\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento:

$$[AII.2.134] \Rightarrow V_{agot} = 14.201\ m \cdot \pi \cdot \frac{(2.134\ m)^2}{4} = 50.7697\ m^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen de la carcasa cónica:

$$[AII.2.135] \Rightarrow V_{cono} = 0.2618 \cdot 0.6\ m \cdot \left[(2.134\ m)^2 + 2.134\ m \cdot 1.981\ m + (1.981\ m)^2 \right] = 1.9956\ m^3$$

- Volumen de la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación:

$$[AII.2.136] \Rightarrow V_{rect} = 13.801 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{(1.981 \text{ m})^2}{4} = 42.5428 \text{ m}^3$$

* No incluye la zona comprendida entre los platos 23 y 24.

- Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.2.137] \Rightarrow V_{f_{klo}} = 0.1 \cdot (1.981 \text{ m})^3 = 0.7777 \text{ m}^3$$

La suma de todos estos términos dará lugar al volumen total interior de la columna Splitter:

$$[AII.2.138] \Rightarrow V_{col} = 1.2626 \text{ m}^3 + 50.7697 \text{ m}^3 + 1.9956 \text{ m}^3 + 42.5428 \text{ m}^3 + 0.7777 \text{ m}^3 = 97.3484 \text{ m}^3$$

* No se le ha deducido el volumen de los platos, del vertedero y del faldón del vertedero al considerarlos insignificantes frente a los otros.

Por tanto, conocida la densidad del líquido de operación (será considerada la del agua de prueba, ya que dará lugar a la situación más desfavorable –densidad notablemente superior a la de las parafinas-), es posible obtener, fácilmente, el peso del líquido de operación en la columna:

$$[AII.2.139] \Rightarrow W_{operación} = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 97.3484 \text{ m}^3 = 954987.14 \text{ N}$$

Dado que ya se conoce el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, es posible determinar el peso total de la columna en operación a partir de la expresión [AII.2.116]:

$$W = 251050.67 \text{ N} + 954987.14 \text{ N} = 1206037.82 \text{ N}$$

* Justificación (innecesaria) del uso del faldón: 1206037.82 N (122939.63 kg) > 147150 N (15000 kg).

Y sustituyendo éste y otros valores en la expresión [AII.2.115], se obtiene el espesor requerido del faldón debido al peso de la torre (t_{peso})

$$t_{\text{peso}} = \frac{1206037.82 \text{ N}}{2.156 \text{ m} \cdot \pi \cdot 86.87 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.6} = 3.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.4 \text{ mm}$$

Así, el espesor requerido inicial del faldón de la torre, cuando éste se ve sometido a las cargas combinadas de viento y peso, será:

$$[AII.2.140] \Rightarrow t_{faldón}^{mín\ calc} = 4.5\ mm + 3.4\ mm = 7.9\ mm$$

A partir de éste, se podrá obtener el espesor definitivo del faldón de la columna Splitter. Si se le adiciona al espesor previamente calculado el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.2.141] \Rightarrow t_{faldón}^c = 7.9\ mm + 2.5\ mm = 10.5\ mm > t_{mín} = 7.5\ m$$

Ya que el espesor calculado es mayor que el espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor del faldón el comercial inmediatamente superior a 10.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{faldón} = 11.1\ mm$$

2.4.6.3. Refuerzo en la unión de carcasa cilíndrica a tronco-cónica o viceversa

Como último aspecto del diseño mecánico, tendrá que estudiarse la necesidad de refuerzo (anillo atiesador) en la unión de transición de la carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento a la carcasa tronco-cónica y de ésta a la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación, debido a que en estas zonas se inducen esfuerzos de discontinuidad como consecuencia de la flexión y el corte.

Antes de presentar el diseño, se mostrará el valor que toman determinadas variables (en principio, necesarias para realizar todo el cálculo), cuyo significado fue expuesto en el apartado 2.2.6.3:

- E: será coincidente en los tres casos, con un valor de $E = 0.8$.
- S (Pa): será coincidente en los tres casos (material común, acero inoxidable), con un valor de $S = 115.14\ MPa$.
- $R_{i\ agot}$ (m):

$$R_{i\ agot} = \frac{D_{i\ agot}}{2} \Rightarrow R_{i\ agot} = \frac{2.134\ m}{2} = 1.067\ m$$

- $R_{i \text{ rect}}$ (m):

$$R_{i \text{ rect}} = \frac{D_{i \text{ rect}}}{2} \Rightarrow R_{i \text{ rect}} = \frac{1.981 \text{ m}}{2} = 0.991 \text{ m}$$

- $t^{\text{mín calc}}$ (m):

$$t^{\text{mín calc}} = 7.4 \text{ mm (agotamiento)} \text{ o } t^{\text{mín calc}} = 4.3 \text{ mm} + 0.7 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm (rectificación)}$$

- $t_{\text{cil}}^{s C}$ (m): espesor de la envolvente cilíndrica en consideración menos el margen por corrosión.

$$t_{\text{cil}}^{s C} = t_{\text{col}} - C \Rightarrow t_{\text{cil}}^{s C} = 11.1 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 8.6 \text{ mm}$$

- $t_{\text{cono}}^{s C}$ (m):

$$t_{\text{cono}}^{s C} = t_{\text{col}} - C \Rightarrow t_{\text{cono}}^{s C} = 11.1 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 8.6 \text{ mm}$$

- x : factor, definido como:

$$x = S \cdot E \Rightarrow x = 115.14 \text{ MPa} \cdot 0.8 = 92.11 \text{ MPa}$$

En primer lugar, se aplicará el método que determina si es o no necesaria la aportación de un refuerzo, y, en caso positivo, se calcularán las dimensiones de éste en la unión carcasa cilíndrica de la sección de agotamiento-carcasa troncocónica; posteriormente, se hará lo propio con la unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica de la sección de rectificación. La aplicación del método será directa, ya que su procedimiento paso a paso se describió en el apartado 2.2.6.3:

Unión carcasa cilíndrica (agotamiento)-carcasa troncocónica

1.

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{92.11 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.33 \cdot 10^{-3} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.31 (A)}} \Delta \approx 21.5^\circ > \alpha = 7.2^\circ$$

El hecho de que Δ sea mayor que α indica que no se requiere un refuerzo. Por tanto, aquí finaliza este procedimiento de diseño.

Unión carcasa troncocónica-carcasa cilíndrica (rectificación)

1.

$$\frac{P_D}{x} = \frac{398783 \text{ Pa}}{92.11 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 4.33 \cdot 10^{-3} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.31 (B)}} \Delta \approx 5.5^\circ < \alpha = 7.2^\circ$$

En principio, el hecho de que Δ sea menor que α indica que se requiere un refuerzo.

2.

$$\bullet [AII.2.149] \Rightarrow A = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot (0.9906 \text{ m})^2}{2.92 \cdot 10^6 \text{ Pa}} \cdot \left(1 - \frac{5.5^\circ}{7.2^\circ}\right) \cdot \tan 7.2^\circ = 6.48 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\bullet [AII.2.150] \Rightarrow A_e = 1.70 \cdot \sqrt{0.991 \text{ m} \cdot (5.0 \text{ mm} / 1000)} \cdot \left[\left(\frac{8.6 \text{ mm}}{1000} - \frac{5.0 \text{ mm} / 1000}{\cos 7.2^\circ} \right) + \frac{(8.6 \text{ mm} - 5.0 \text{ mm})}{1000} \right] = 8.46 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\left. \begin{aligned} [AII.2.142] \Rightarrow m &= \frac{8.6 \text{ mm}}{5.0 \text{ mm}} \cdot \cos(7.2^\circ - 5.5^\circ) = 1.71 \\ [AII.2.143] \Rightarrow m &= \frac{8.6 \text{ mm} \cdot \cos(7.2^\circ) \cdot \cos(7.2^\circ - 5.5^\circ)}{5.0 \text{ mm}} = 1.70 \end{aligned} \right\} m = 1.70$$

$$\bullet [AII.2.148] \Rightarrow A_{ref} = 6.48 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 - 8.46 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = -7.81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 < 0 \text{ m}^2$$

Este resultado indica que el área excedente de material en la carcasa cilíndrica de la sección de rectificación es suficiente para actuar, simultáneamente, como un refuerzo.

2.4.6.4. Otros aspectos relacionados con el diseño mecánico: Prueba de presión y categoría de la columna

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \frac{20000 \text{ psi}}{16700 \text{ psi}} = 6.09 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 5.89 \text{ atm} = 596980.54 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 600000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.2.157] \Rightarrow S \cdot E = \frac{600000 \text{ Pa} \cdot (2.003 \text{ m} \cdot 1.541 + 0.2 \cdot 0.0111 \text{ m})}{2 \cdot 0.0111 \text{ m}} = 83.41 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.21 se puede comprobar que el límite elástico del acero inoxidable SA-240 Gr. 316 es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 83.41 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría de la columna

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En el caso de la columna Splitter, se ha determinado que su presión de diseño es $P_d = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 97.3483 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 97.3483 \text{ m}^3 = 395.86 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 300 y 1000, encuadra a la columna Splitter en el grupo 2 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, la columna Splitter trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura comprendida, aproximadamente, entre 386.3 °C y 305.8 °C. Por ello, la columna Splitter pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 es posible deducir que los grupos 2 y A dan lugar a la categoría I, a la cual, por consiguiente, pertenece la columna Splitter.

**DISEÑO DE UNA PLANTA PARA LA
SEPARACIÓN DE PARAFINAS LINEALES
PROCEDENTES DE QUEROSENO**

TOMO III

DOCUMENTO BÁSICO:

ANEXOS

ÍNDICE DE LOS ANEXOS (TOMO III)**ANEXO II. CÁLCULOS DE DISEÑO**

3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	6
3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	6
3.1.1. Calderines	9
3.1.1.1. Calderín de la columna Decano (C-1)	9
3.1.1.1.1. Dimensionamiento del calderín C-1	9
3.1.1.1.2. Diseño mecánico del calderín C-1	25
3.1.1.2. Calderines de las columnas Tridecano (C-2 y C-3).....	31
3.1.1.2.1. Dimensionamiento de los calderines C-2 y C-3	31
3.1.1.2.2. Diseño mecánico de los calderines C-2 y C-3.....	40
3.1.1.3. Calderín de la columna Splitter (C-4).....	45
3.1.1.3.1. Dimensionamiento del calderín C-4	45
3.1.1.3.2. Diseño mecánico del calderín C-4.....	54
3.1.2. Intercambiadores de calor líquido-líquido.....	59
3.1.2.1. Intercambiador líquido-líquido ICA/D-4.....	59
3.1.2.1.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/D-4.....	59
3.1.2.1.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/D-4.....	73
3.1.2.2. Intercambiador líquido-líquido ICA/RD-4.....	79
3.1.2.2.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/RD-4	79
3.1.2.2.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/RD-4.....	90
3.1.2.3. Intercambiador líquido-líquido ICA/O	95
3.1.2.3.1. Dimensionamiento del calentador ICAO	95

3.1.2.3.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/O.....	107
3.1.2.4. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-1.....	113
3.1.2.4.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-1.....	113
3.1.2.4.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-1	124
3.1.2.5. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-4.....	130
3.1.2.5.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-4.....	130
3.1.2.5.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-4	140
3.1.2.6. Intercambiador líquido-líquido ICW/RD-4.....	145
3.1.2.6.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/RD-4.....	145
3.1.2.6.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/RD-4.....	155
3.1.3. Coeficientes globales de transferencia de calor.....	159
3.2. Aerorrefrigerantes.....	164
3.2.1. Aerorrefrigerante de la columna Decano (AE-1)	166
3.2.1.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-1	166
3.2.1.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-1	194
3.2.1.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-1	194
3.2.2. Aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano (AE-2 Y AE-3).....	197
3.2.2.1. Dimensionamiento de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3.....	197
3.2.2.2. Diseño mecánico de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	222
3.2.2.3. Categoría de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3	222
3.2.3. Aerorrefrigerante de la columna Splitter (AE-4).....	224
3.2.3.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-4	224
3.2.3.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-4.....	243
3.2.3.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-4	243
3.2.4. Coeficientes globales de transferencia de calor.....	245

4. ACUMULADORES DE REFLUJO	247
4.1. Acumulador de reflujo de la columna Decano (ARF-1)	248
4.2. Acumuladores de reflujo de las columnas Tridecano (ARF-2 Y ARF-3).....	263
4.3. Acumulador de reflujo de la columna Splitter (ARF-4)	273
5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO	283
5.1. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Decano (DAD-1)	284
5.2. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Splitter (DAD-4)	294
5.3. Depósito de almacenamiento del residuo de la columna Splitter (DAD-4).....	301
5.4. Sistemas de protección contra incendios	307
5.4.1. Distancia entre tanques de almacenamiento. Dimensionamiento del cubeto de retención.....	307
5.4.2. Caudal y volumen de agua necesarios en caso de incendio	313
6. SISTEMAS DE TUBERÍAS Y BOMBEO	315
6.1. Línea de bombeo UA/CD-1	333
6.2. Tramo CD-1/AE-1	347
6.3. Tramo AE-1/ARF-1	348
6.4. Línea de bombeo ARF-1/CD-1	349
6.5. Línea de bombeo ARF-1/DAD-1	357
6.6. Tramo CD-1/C-1	368
6.7. Tramo C-1/CD-1	369
6.8. Línea de bombeo C-1/CD-2	370
6.9. Línea de bombeo C-1/CD-3	379

6.10. Tramo CD-2/AE-2 (Tramo CD-3/AE-3)	380
6.11. Tramo AE-2/ARF-2 (Tramo AE-3/ARF-3)	381
6.12. Línea de bombeo ARF-2/CD-2 o ARF-3/CD-3	382
6.13. Línea de bombeo ARF-2/UP	390
6.14. Tramo CD-2/C-2 o CD-3/C-3	398
6.15. Tramo C-2/CD-2 o C-3/CD-3	400
6.16. Línea de bombeo C-2/CD-4	401
6.17. Línea de bombeo ARF-3/UP	409
6.18. Línea de bombeo C-3/CD-4	410
6.19. Tramo CD-4/AE-4	412
6.20. Tramo AE-4/ARF-4	413
6.21. Línea de bombeo ARF-4/CD-4	414
6.22. Línea de bombeo ARF-4/DAD-4	422
6.23. Tramo CD-4/C-4	435
6.24. Tramo C-4/CD-4	436
6.25. Línea de bombeo C-4/DARD-4	437

ANEXO III. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES Y PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS

1. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES: EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL	450
2. PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS	452

3. EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

En la inminente presentación de los cálculos referentes a los equipos de transmisión de calor, se distinguirá, de la misma manera que se hizo en la Memoria, entre los dos grandes grupos generales de tales equipos incluidos en la planta proyectada: los intercambiadores de calor de carcasa y tubos y los aerorrefrigerantes.

3.1. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos

Básicamente, el cálculo asociado a cada intercambiador de calor de carcasa y tubos, independientemente del tipo de éste que sea, constará de dos apartados claramente diferenciados: uno primero y principal, en el que se dimensionará y caracterizará el equipo; y uno segundo, en el que se realizará el diseño mecánico del mismo:

⇒ *Códigos de diseño:*

Como ya se ha argumentado en la Memoria, éstos serán, fundamentalmente, el Código ASME, Sección VIII, División I: Recipientes a Presión, las normas TEMA (concretamente, las normas TEMA “R”) y la norma API Standard 660: Shell and Tube Heat Exchangers for General Refinery Services.

Dimensionamiento del intercambiador de calor de carcasa y tubos

El objetivo principal de este apartado va a ser estimar el número de tubos que constituirán el equipo de transferencia de calor y, consecuentemente, el diámetro de la carcasa. En el caso particular de los intercambiadores líquido-líquido, también se calcularán aquellas dimensiones características de las placas deflectoras. Para todo ello, será imprescindible partir de una serie de datos conocidos; tales datos son los siguientes (su elección ha sido justificada adecuadamente en la Memoria):

- * Número de pasos: 1 paso por el lado de la carcasa, 2 pasos por el lado de los tubos.
- * Diámetro exterior de los tubos: $DO_t = 0.75 \text{ in} = 19.0 \text{ mm}$ (ver tabla AII.3.1).
- * Espesor de pared de los tubos: $BWG = 14 \rightarrow e_t = 0.083 \text{ in} = 2.1 \text{ mm}$ (ver tabla AII.3.1).

× Longitud de los tubos: $L_t = 20 \text{ ft} = 6.096 \text{ m}$

× Disposición de los tubos: cuadrada.

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gage	Thickness Inches	Internal Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia Inches ⁴	Section Modulus Inches ³	Radius of Gyration Inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/4	22	0.028	0.0286	0.0654	0.0598	0.096	0.194	0.00012	0.00098	0.0791	46	1.289	0.0195
	24	0.022	0.0333	0.0654	0.0539	0.054	0.206	0.00010	0.00083	0.0810	52	1.214	0.0188
	26	0.018	0.0360	0.0654	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0823	56	1.168	0.0181
	27	0.016	0.0373	0.0654	0.0571	0.040	0.218	0.00006	0.00065	0.0829	58	1.147	0.0178
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.00396	0.1166	94	1.954	0.0502
	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.00329	0.1208	114	1.230	0.0374
	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1231	125	1.178	0.0305
	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1250	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0021	0.0086	0.1555	168	1.951	0.0988
	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0071	0.1604	198	1.244	0.0884
	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1182	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1672	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.601	0.407	0.0061	0.0197	0.1865	203	1.936	0.177
	11	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.538	0.435	0.0057	0.0183	0.1904	232	1.437	0.158
	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.481	0.459	0.0053	0.0170	0.1939	258	1.362	0.141
	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.426	0.481	0.0049	0.0156	0.1972	283	1.299	0.125
	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.389	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.352	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.228	0.103
	18	0.049	0.2161	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0119	0.2044	340	1.186	0.089
	19	0.042	0.2299	0.1636	0.1418	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2067	359	1.155	0.077
	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2090	377	1.128	0.065
3/4	10	0.134	0.1625	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	265	1.956	0.259
	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.806	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.747	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.219
	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.665	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.195
	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.522	0.606	0.0099	0.0238	0.2411	450	1.238	0.153
	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1629	0.476	0.630	0.0093	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.429	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.128
	18	0.049	0.3309	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.268	0.680	0.0050	0.0134	0.2531	567	1.103	0.079
7/8	10	0.134	0.2394	0.2291	0.1589	1.062	0.697	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.442	0.312
	11	0.120	0.3167	0.2291	0.1662	0.969	0.635	0.0208	0.0475	0.2703	494	1.378	0.285
	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.893	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.703	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
	15	0.072	0.4197	0.2291	0.1914	0.618	0.731	0.0148	0.0337	0.2850	655	1.197	0.182
	16	0.065	0.4369	0.2291	0.1950	0.563	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	690	1.174	0.165
	17	0.058	0.4525	0.2291	0.1987	0.507	0.759	0.0125	0.0285	0.2896	706	1.153	0.149
	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.433	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.128	0.127
	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.314	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.067	0.092
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.493	0.433
	10	0.134	0.4206	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	658	1.368	0.365
	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.038	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.919	0.810	0.0280	0.0569	0.3217	804	1.235	0.270
	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.814	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.188	0.210
	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.650	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.498	0.902	0.0168	0.0332	0.3367	997	1.109	0.148
	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.361	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.059	0.890	0.0690	0.1425	0.3836	970	1.494	0.605
	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0647	0.1365	0.3880	1037	1.359	0.562
	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.982	0.0742	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470
	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.450	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.330	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
	14	0.083	0.9220	0.3272	0.2838	1.036	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.824	1.120	0.0426	0.0682	0.4196	1537	1.116	0.242
	18	0.049	1.0423	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1626	1.085	0.185
	20	0.035	1.0936	0.3272	0.3089	0.455	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1706	1.069	0.134
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1808	0.4853	1860	1.216	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.478
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0796	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
2	11	0.120	2.4326	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4685	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6897	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.701	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2836 lbs./cu. in. For other metals multiply by the following factors:
 Aluminum 0.35 Aluminum Bronze 1.04 Nickel 1.13
 Titanium 0.58 Aluminum Brass 1.06 Nickel-Copper 1.12
 A.I.S.I. 400 Series S/Steels 0.99 Nickel-Chrome-Iron 1.07 Copper and Cupro-Nickels 1.14
 A.I.S.I. 300 Series S/Steels 1.02 Admiralty 1.09

** Liquid Velocity = $\frac{\text{lbs. Per Tube Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp. Gr. of Water at 60°F. = 1.0)

TABLA AII.3.1: Características de los tubos de los equipos de transmisión de calor

A su vez, a partir de éstos, es posible determinar otros datos de interés en los cálculos:

× Sección exterior de los tubos:

$$SO_t = \pi \cdot \left(\frac{DO_t}{2} \right)^2 \quad [AII.3.1] \Rightarrow SO_t = \pi \cdot \left(\frac{19.0 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 285.02 \text{ mm}^2.$$

- * Diámetro interior de los tubos:

$$DI_t = DO_t - 2 \cdot e_t \quad [AII.3.2] \Rightarrow DI_t = 19.0 \text{ m} - 2 \cdot 2.1 \text{ mm} = 14.8 \text{ mm}$$

- * Sección interior de los tubos:

$$SI_t = \pi \cdot \left(\frac{DI_t}{2} \right)^2 \quad [AII.3.3] \Rightarrow SI_t = \pi \cdot \left(\frac{14.8 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 172.82 \text{ mm}^2$$

- * Pitch:

$$p' = DO_t + 0.25 \text{ in} = 0.75 \text{ in} + 0.25 \text{ in} = 1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$$

Diseño mecánico (espesor de la carcasa y del aislante; verificación del espesor de los tubos)

El diseño mecánico de estos equipos consiste, en esencia, en la determinación del espesor de la carcasa y del material aislante, así como en la confirmación del espesor adoptado para los tubos.

Se citarán los datos básicos relacionados con el diseño mecánico y comunes a los diferentes equipos de transmisión de calor de carcasa y tubos:

⇒ *Corrosión (C)*:

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado 2.2.6), se estimará para la carcasa de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in} / \text{año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.5 \text{ mm}$$

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E)*:

Los valores de E para cada caso se recogen en la norma UW-12 del Código ASME-VIII-1 (tabla AII.2.20). Considerando la siguiente situación:

- Tipo de junta: junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.
- Control: examinación por zonas.

resulta un valor de eficiencia de la soldadura de $E = 0.80$ (carcasa).

⇒ *Tipo de material:*

De manera general, éste será un acero al carbono SA-106 Gr. B para los tubos, y un acero al carbono SA-283 Gr. C para la carcasa.

Aunque el procedimiento de cálculo relativo al diseño mecánico es idéntico en todos los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, no ocurre exactamente lo mismo con el dimensionamiento de éstos; concretamente, el método de iteración para la determinación del número de tubos difiere entre los rehervidores o calderines y los intercambiadores líquido-líquido, debido, fundamentalmente, al estado de las corrientes en un caso y otro, hecho que se traduce en diferentes expresiones de los coeficientes individuales de transferencia de calor que, por consiguiente, muestran distintas dependencias con determinadas variables de iteración. Por tal motivo, se tratarán separadamente tales equipos.

3.1.1. Calderines

Se mostrarán los cálculos realizados para cada uno de los calderines, esto es, para el de la columna Decano (C-1), los de las columnas Tridecano (C-2 y C-3 –son idénticos-) y el de la columna Splitter (C-4). El procedimiento seguido se expondrá con detalle para el primer calderín.

3.1.1.1. Calderín de la columna Decano (C-1)

Se indicará seguidamente los pasos básicos llevados a cabo tanto en el dimensionamiento como en el diseño mecánico de los calderines, ilustrados con el ejemplo de cálculo de C-1.

3.1.1.1.1. Dimensionamiento del calderín C-1

1. Definir los fluidos presentes en el intercambio calorífico y la trayectoria de flujo de los mismos:

- × Fluido frío (circulación por la carcasa): parafinas líquidas procedentes del plato 1 de la columna Decano –presión aproximada de 2 atm-.

- * Fluido caliente (circulación por los tubos): aceite térmico (Therminol 66) – presión atmosférica.

2. Determinar la composición, la temperatura y los caudales molares y másicos de las corrientes parafínicas de entrada (procedente del plato 1 de la torre en cuestión) y salida (vapor recirculado a la columna y residuo líquido de dicha columna en equilibrio):

De la tabla AII.2.10 se obtiene la composición molar y la temperatura de cada una de las corrientes. Sabiendo que $L' = 8881.04 \text{ kmol/día}$, $V' = 2035.98 \text{ kmol/día}$ y $W = 6845.06 \text{ kmol/día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente como $L'_i = L' \cdot x_{L_i}$ [AII.3.4], $V'_i = V' \cdot y_{V_i}$ [AII.3.5] y $W_i = W \cdot x_{W_i}$ [AII.3.6], respectivamente:

Componentes	Entrada $t^a_1=240.4 \text{ °C}$		Salida $t^a_c=243.2 \text{ °C}$			
	x_{et1}	L'_{et1} (kmol/día)	y_{et0}	V'_{et0} (kmol/día)	x_w	W (kmol/día)
n-C10	0.116	1030.10	0.192	390.93	0.093	639,17
n-C11	0.287	2544.52	0.363	739.93	0.264	1804,58
n-C12	0.265	2349.89	0.249	506.67	0.269	1843,22
n-C13	0.202	1792.79	0.137	278.96	0.221	1513,82
n-C14	0.106	937.04	0.051	103.03	0.122	834,00
n-C15	0.021	189.72	0.007	14.51	0.026	175,21
n-C16	0.004	36.99	0.001	1.95	0.005	35,04
Total	1.000	8881.04	1.000	2035.98	1.000	6845,06

TABLA AII.3.2: Caudales y composiciones molares y temperaturas de las corrientes de entrada y salida del calderín C-1

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i e y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones al caso que ocupa y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 169.990 g/mol para el líquido de entrada, 163.549 g/mol para el vapor de salida y 171.905 g/mol para el residuo, se llega a:

- $[AII.2.8] \Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = \frac{L' \cdot PM_L}{1000} = 1509.69 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} L'_{m\acute{a}sico\ i} = X_{L_i} \cdot L'_{m\acute{a}sico}$
- $[AII.2.8] \Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = \frac{V' \cdot PM_V}{1000} = 332.98 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} V'_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{V_i} \cdot V'_{m\acute{a}sico}$
- $[AII.2.8] \Rightarrow W_{m\acute{a}sico} = \frac{W \cdot PM_W}{1000} = 1176.71 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{m\acute{a}sico\ i} = X_{W_i} \cdot W_{m\acute{a}sico}$

Ahora s\xed, se est\xe1 en disposici3n de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades m\acute{a}sicas:

Componentes	Entrada $t^a_1=240.4\text{ }^\circ\text{C}$		Salida $t^a_c=243.2\text{ }^\circ\text{C}$			
	X_{et1}	$L'_{m\acute{a}sico\ et1}$ (Ton/d\xeda)	Y_{et0}	$V'_{m\acute{a}sico\ et0}$ (Ton/d\xeda)	X_w	$W_{m\acute{a}sico}$ (Ton/d\xeda)
n-C10	0.097	146.57	0.167	55.62	0.077	90.94
n-C11	0.263	397.74	0.347	115.66	0.240	282.08
n-C12	0.265	400.27	0.259	86.30	0.267	313.97
n-C13	0.219	330.53	0.154	51.43	0.237	279.10
n-C14	0.123	185.90	0.061	20.44	0.141	165.46
n-C15	0.027	40.30	0.009	3.08	0.032	37.22
n-C16	0.006	8.38	0.001	0.44	0.007	7.94
Total	1.000	1509.69	1.000	332.98	1.000	1176.71

TABLA AII.3.3: Caudales y composiciones m\acute{a}sicas y temperaturas de las corrientes de entrada y salida del calder\xedn C-1

3. Calcular el calor intercambiado mediante la siguiente expresi3n (existe un aporte de calor sensible a toda la corriente paraf\xednica de entrada -L'- y un aporte de calor latente o de vaporizaci3n a una fracci3n de \xe9sta -V'-):

$$Q_{transf} = Cp_m \cdot L' \cdot (t_c - t_1) + \lambda \cdot V' \quad [AII.3.7]$$

donde Cp_m y λ son evaluados para la corriente L' a la temperatura media (t_m) entre t_1 y t_c :

$$t_m = \frac{t_1 + t_c}{2} = \frac{240.4\text{ }^\circ\text{C} + 243.2\text{ }^\circ\text{C}}{2} = 241.8\text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 519.8 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 8881.04 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (243.2^\circ \text{C} - 240.4^\circ \text{C}) + 39532.8 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 2035.98 \text{ Kmol} / \text{día} = 93379153.2 \text{ KJ} / \text{día} = 3890798.1 \text{ KJ} / \text{h} = 1080777.2 \text{ W}$$

4. Establecer las temperaturas de entrada y salida del aceite térmico:

Para todos los servicios de calefacción en la planta proyectada, el Therminol 66 presentará una temperatura de 355 °C. Basándose en la experiencia, para este tipo de agente calefactor es recomendable un salto térmico comprendido entre 20 y 30 °C. Si se considera un valor de 25 °C, resulta que:

$$T_1 = 355^\circ \text{C} \xrightarrow{\Delta T = 25^\circ \text{C}} T_2 = 330^\circ \text{C}$$

5. Calcular el caudal másico de aceite térmico necesario para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que el calor absorbido por la corriente parafínica es igual al aportado por el Therminol 66, resulta:

$$Q_{int} = Cp_o \cdot M_o \cdot (T_1 - T_2) \text{ [AII.3.8]} \Rightarrow M_o = \frac{Q_{int}}{Cp_o \cdot (T_1 - T_2)}$$

donde Cp_o es evaluado a la temperatura media (T_m) entre T_1 y T_2 :

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{355.0^\circ \text{C} + 330.0^\circ \text{C}}{2} = 342.5^\circ \text{C}$$

↓

$$M_o = \frac{3890798.1 \text{ KJ} / \text{h}}{2.7329 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (355^\circ \text{C} - 330^\circ \text{C})} = 56948.43 \text{ Kg} / \text{h}$$

6. Determinación del producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor ($U \cdot A$):

Para ello, se considerará la ecuación general de la transmisión de calor:

$$Q_{transf} = U \cdot A_{transf} \cdot F_T \cdot LMTD \text{ [AII.3.9]} \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{Q_{transf}}{F_T \cdot LMTD}$$

donde LMTD es la diferencia de temperaturas media logarítmica y F_T es el factor de corrección de LMTD. Se calcularán estos dos términos:

LMTD

Esta variable refleja la diferencia media de temperatura entre las corrientes fría y caliente a lo largo del intercambiado. Para flujo en contracorriente, la expresión que determina su valor es la siguiente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad [AII.3.10]$$

⇓

$$LMTD = \frac{(355 \text{ °C} - 243.2 \text{ °C}) - (330 \text{ °C} - 240.4 \text{ °C})}{\ln \left[\frac{(355 \text{ °C} - 243.2 \text{ °C})}{(330 \text{ °C} - 240.4 \text{ °C})} \right]} = 100.3 \text{ °C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

La LMTD ha sido calculada para una disposición de flujo en contracorriente pura. Sin embargo, la construcción empleada será la de intercambiadores 1-2 (el líquido de la carcasa fluye en un paso y el líquido del lado de los tubos lo hace en dos pasos), la cual se caracteriza por un flujo correspondiente a una mezcla de contracorriente y corrientes paralelas. Por tal motivo, es necesaria la inclusión del término F_T, de manera que corrija la desviación de LMTD. Los valores del citado término se representan en la figura inferior (TEMA, 8ª edición), en función de las variables P y R, dadas por las fórmulas siguientes (obviar la nomenclatura de la figura, puede conducir a error):

$$P^* = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_1} \quad [AII.3.11] \quad \text{y} \quad R^* = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1} \quad [AII.3.12]$$

* Expresiones válidas para fluido caliente por tubos y fluido frío por carcasa

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{330 \text{ °C} - 355 \text{ °C}}{240.4 \text{ °C} - 355 \text{ °C}} = 0.218 \\ R &= \frac{240.4 \text{ °C} - 243.2 \text{ °C}}{330 \text{ °C} - 355 \text{ °C}} = 0.112 \end{aligned} \right\} F_T \approx 1$$

Éste es un resultado lógico, ya que al tener lugar un cambio de fase, la corriente parafínica permanece a una temperatura prácticamente constante, y, por tanto, el sistema no experimenta desviación con respecto a la contracorriente pura.

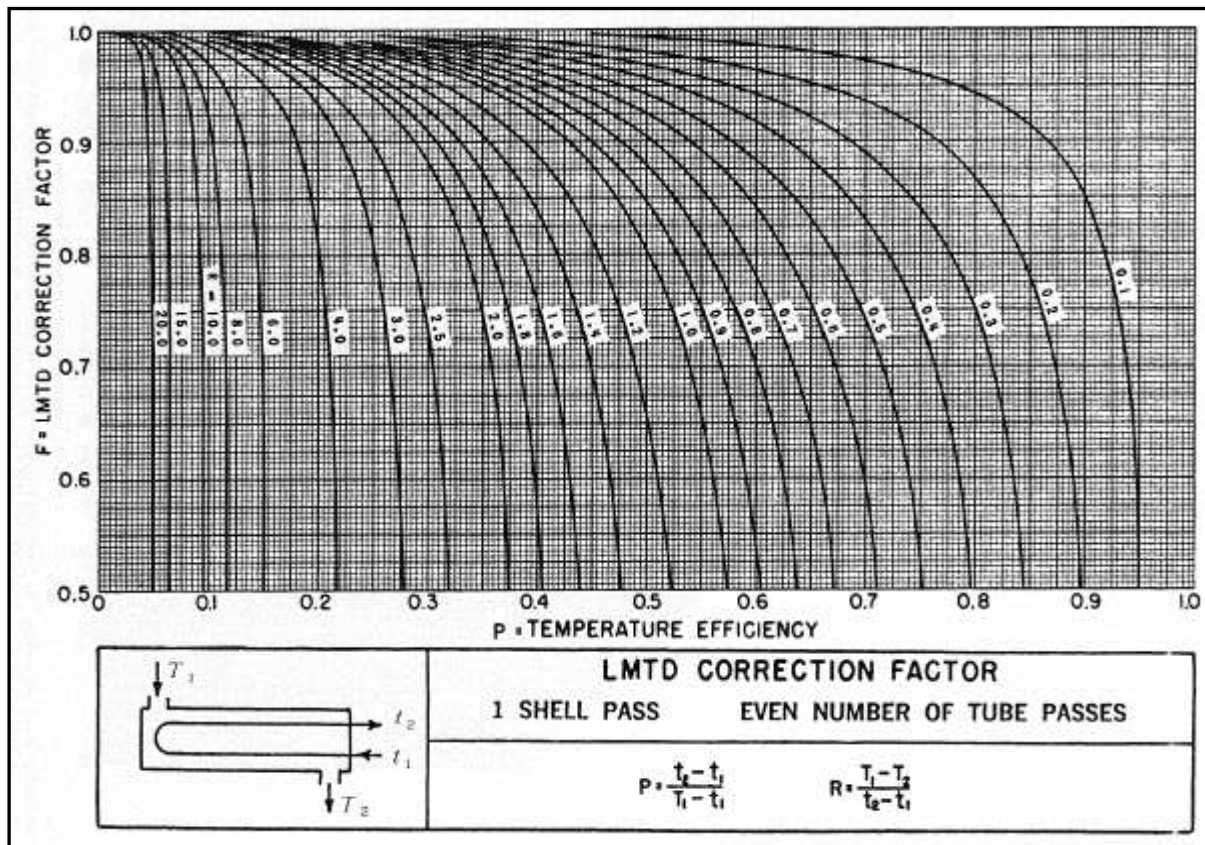


TABLA AII.3.4 (FIG. AII.3.1): Factor de Corrección F_T en intercambiadores 1-2

A la vez, el término F_T permitirá comprobar si es adecuado o no el uso de un intercambiador 1-2. Implícitamente, la definición dada para este factor, indica que su valor mide la eficacia del equipo; por ello, se aconseja usar intercambiadores de pasos múltiples por el lado de la carcasa (mayor aproximación a la contracorriente pura) cuando los valores de F_T son inferiores a 0.75-0.80. Ya que éste no es el caso ($F_T \approx 1$), se puede concluir, pues, que está plenamente justificado el empleo de un intercambiador 1-2.

Una vez que se dispone de los valores de LMTD y F_T , la sustitución en la expresión [AII.3.9] nos determina el producto $U \cdot A$:

$$U \cdot A_{transf} = \frac{3890798.1 \text{ KJ} / h}{1 \cdot 100.3 \text{ }^\circ\text{C}} = 38786.8 \text{ KJ} / h \cdot K = 10774.1 \text{ W} / K$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de

intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprueba la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

7. Suposición del número de tubos del intercambiador ($n_{t \text{ sup}}$):

Inicialmente, hay que partir de un número de tubos “arbitrario”. Como referencia indirecta para tomar tal decisión, se hará uso de las recomendaciones de Kuppan (2000), según las cuales la velocidad para agua y líquidos similares en el lado de los tubos debe estar comprendida entre 0.9 y 2.4 m/s. No obstante, este intervalo es puramente orientativo, más aún teniendo en cuenta que el fluido que circula por los tubos es aceite térmico, un fluido de gran viscosidad. Así, este hecho va a repercutir notablemente en el límite inferior de tal intervalo, cuyo valor, según determinados autores, puede rebajarse hasta 0.06 m/s para líquidos viscosos (McCabe y col., 1994). A pesar de todo ello, como la elección de un valor u otro de velocidad no va a influir sobre el resultado final (únicamente hará más o menos tediosa la iteración), se supondrá un valor de partida de 1 m/s:

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_o = 1 \text{ m/s}$$

↓

Caudal másico de aceite por un tubo:

$$M_{o_t}^* = \rho_o \cdot v_o \cdot S I_t \quad [AII.3.13]$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del aceite.

⇓

$$M_{o_t} = 773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 481.40 \text{ Kg/h}$$

↓

Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$n_t = 2 \cdot \frac{M_o}{M_{ot}} [AII.3.14] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{56948.43 \text{ Kg/h}}{481.40 \text{ Kg/h}} \approx 237 \text{ tubos}$$

Sin embargo, los intercambiadores de carcasa y tubos comerciales no se construyen para cualquier número de tubos, sino que éste está estandarizado; así, adquiere únicamente determinados valores, los cuales se ilustran en la siguiente tabla (Manual de Cepsa), perteneciente a una disposición de los tubos en cuadrado:

D _c carcasa		Tubos: 3/4" P = 1"				Tubos: 1" P = 1 1/4"				Tubos: 1 1/4" P = 1 9/16"			
		número de pasos: n _t				número de pasos: n _t				número de pasos: n _t			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14			12	10		
10	25,4	52	40	36		32	26	24					
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33,7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43,9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63,5	394	370	356	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99,0	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

TABLA AII.3.5: Disposición de los tubos en cuadrado

Concretamente, la columna de interés va a ser la correspondiente a tubos de diámetro de 3/4 in (p=1 in) y número de pasos igual a 2. Fijándose en ella, el número de tubos inmediatamente superior a 237 es:

$$n_t = 270$$

siendo la nueva velocidad del aceite en el tubo:

$$[AII.3.14] \Rightarrow M_{ot} = 2 \cdot \frac{M_o}{n_t} [AII.3.15] \Rightarrow M_{ot} = 2 \cdot \frac{56948.43 \text{ Kg/h}}{270} = 421.84 \text{ Kg/h}$$

↓ [AII.3.13]

$$v_o = \frac{M_{ot}}{\rho_o \cdot SI_t} [AII.3.16] \Rightarrow v_o = \frac{421.84 \text{ Kg/h}}{773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 3154.6 \text{ m/h} = 0.876 \text{ m/s}$$

8. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área de transmisión (A_{transf}):

El coeficiente global de transferencia de calor es el factor que engloba las resistencias con las que se encuentra el flujo de calor, a saber:

- × Resistencia a la convección del fluido exterior del tubo e igual a la inversa del coeficiente de película externa:

$$R_o = \frac{1}{h_o} \quad [AII.3.17]$$

- × Resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el exterior del tubo: R_{so}
- × Resistencia a la conducción debida a la pared metálica del tubo (puede ser despreciada): R_f
- × Resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el interior del tubo: R_{si}
- × Resistencia a la convección del fluido interior del tubo e igual a la inversa del coeficiente de película interna:

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

Como estas resistencias se expresan m^2/W , es necesario referir todos los términos a la misma superficie. Conviene elegir, como referencia, la superficie exterior del tubo, lo que lleva a corregir las resistencias interiores R_{si} y R_i multiplicándolas por el cociente DO_t/DI_t de los diámetros interior y exterior del tubo. Estas resistencias corregidas se escribirán tal como sigue:

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{DI_t}{DO_t} \quad [AII.3.18] \rightarrow R_{io} = \frac{1}{h_{io}} \quad [AII.3.19]$$

$$R_{sio} = R_{si} \cdot \frac{DO_t}{DI_t} \quad [AII.3.20]$$

En estas condiciones, la resistencia global de transmisión de calor, suma de las cuatro resistencias principales anteriores, toma la forma:

$$R = R_o + R_{so} + R_{sio} + R_{io} = \frac{1}{U} \Rightarrow U = \frac{1}{R_o + R_{so} + R_{sio} + R_{io}} \quad [AII.3.21]$$

Por consiguiente, para estimar el coeficiente global de transferencia de calor es imprescindible calcular cada uno de estos coeficientes individuales o resistencias:

Coeficiente de convección externo

Observando los fenómenos de ebullición, se ha encontrado que hay varios regímenes distintos de ésta, en los cuales los mecanismos de transferencia de calor difieren radicalmente: ebullición por convección natural, ebullición nucleada, ebullición en película, etc. (Crespo y col., 2002). De todos estos regímenes, cabe destacar que la transmisión de calor por ebullición nucleada es un mecanismo importante en la vaporización de líquidos, teniendo lugar cuando dicha vaporización ocurre en rehervidores de circulación natural y del tipo de caldera que se utilizan habitualmente en las industrias de procesos. Por ello, se supondrá que éste es el fenómeno predominante en el sistema.

Se dispone de varias correlaciones a partir de las cuales se pueden obtener valores razonables de los coeficientes de película en la zona de ebullición nucleada. Entre todas ellas, se ha seleccionado la ecuación propuesta por Mostinski (Perry y col., 2001b):

$$h_o = b \cdot P_c^{0.69} \cdot \left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right)^{0.7} \cdot \left[1.8 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{10} \right] \quad [AII.3.22]$$

donde $b=3.75 \cdot 10^{-5}$ en el sistema internacional, y P_c se evalúa para el fluido del fondo (líquido que sale del calderín). Sustituyendo en esta expresión las variables conocidas:

$$h_o = 3.75 \cdot 10^{-5} \cdot (1816985.7 \text{ Pa})^{0.69} \cdot \left(\frac{1080777.2 \text{ W}}{A_{transf}} \right)^{0.7} \cdot \left[1.8 \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1816985.7 \text{ Pa}} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1816985.7 \text{ Pa}} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1816985.7 \text{ Pa}} \right)^{10} \right] = \frac{19978.4}{A_{transf}^{0.7}} \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

En principio, se trabajará con el valor de h_o como una función del área de transferencia. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = 0.50 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por otro lado, el estudio fundamental de la ebullición ha demostrado que la diferencia de temperatura entre el fluido calefactor y el líquido a vaporizar debería ser

inferior a un umbral específico a partir del cual el flujo de calor $\Phi = Q_{\text{transf}}/A_{\text{transf}}$ decrece muy rápidamente y aparece la calefacción. Este flujo máximo de calor se puede predecir mediante la expresión también presentada por Mostinski (Perry y col., 2001b):

$$\left(\frac{Q_{\text{transf}}}{A_{\text{transf}}}\right)_{\text{máx}} = b \cdot P_c \cdot \left(\frac{P}{P_c}\right)^{0.35} \left(1 - \frac{P}{P_c}\right)^{0.9} \quad [\text{AII.3.23}]$$

donde $b=0.368$ en el sistema internacional. Sustituyendo en esta expresión las variables conocidas:

$$\left(\frac{Q_{\text{transf}}}{A_{\text{transf}}}\right)_{\text{máx}} = 0.368 \cdot 1816985.7 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1816985.7 \text{ Pa}}\right)^{0.35} \left(1 - \frac{202650 \text{ Pa}}{1816985.7 \text{ Pa}}\right)^{0.9} = 278975.3 \text{ W} / \text{m}^2$$

Por tanto, una vez conocida el área total de intercambio de calor, tendrá que verificarse que $\Phi < \Phi_{\text{máx}}$.

Coeficiente de convección interno

El cálculo del coeficiente de convección interno se realizará indirectamente a partir de la siguiente expresión recomendada por Gnielinski (Holman, 1998):

$$Nu = 0.012 \cdot (\text{Re}^{0.87} - 280) \text{Pr}^{0.4} \quad [\text{AII.3.24}], \text{ para } 1.5 < \text{Pr} < 500 \text{ y } 3000 < \text{Re} < 10^6$$

siendo:

- $Nu = \frac{h_i \cdot DI_t}{k} \quad [\text{AII.3.25}]: \text{ número de Nusselt}$
- $\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot DI_t}{\mu} \quad [\text{AII.3.26}]: \text{ número de Reynolds}$
- $\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad [\text{AII.3.27}]: \text{ número de Prandtl}$

valorándose las propiedades que aparecen en estas ecuaciones a la temperatura media del aceite. Se calculará, pues, cada uno de estos números adimensionales:

$$\text{Re} = \frac{773.79 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 0.876 \text{ m} / \text{s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.3342 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 30094.3 \in 3000 < \text{Re} < 10^6$$

$$\text{Pr} = \frac{2.7329 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 10.3 \in 1.5 < \text{Pr} < 500$$

↓[AII.3.24]

$$Nu = 0.012 \cdot (30094.3^{0.87} - 280) \cdot 10.3^{0.4} = 231.2$$

↓[AII.3.25]

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{DI_i} \quad [AII.3.28] \Rightarrow h_i = \frac{231.2 \cdot 0.0891 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1388.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 1388.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1081.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{1081.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 9.25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

Lógicamente, el ensuciamiento de los tubos tanto interior como exteriormente reduce la cantidad de calor transmitida, esto es, supone dos resistencias al flujo de calor. En este caso, a diferencia de las resistencias debida a la convección, ambas serán tomadas de las tablas de las normas TEMA (8ª edición), que, gracias a la experiencia industrial, establecen los valores de R_{si} y R_{so} después de un año de servicio (período de actividad de un intercambiador) para una amplia gama de fluidos industriales. A continuación, se muestran las tablas que incluyen las resistencias de ensuciamiento (en $\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F/Btu}$) de las sustancias de interés:

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004

TABLA AII.3.6: Resistencias de ensuciamiento ($\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F/Btu}$) para fluidos industriales (I)

Gasoline	0.002
Naphtha And Light Distillates	0.002-0.003
Kerosene	0.002-0.003
Light Gas Oil	0.002-0.003
Heavy Gas Oil	0.003-0.005
Heavy Fuel Oils	0.005-0.007

TABLA AII.3.7: Resistencias de ensuciamiento ($\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{°F/Btu}$) para fluidos industriales (II)

Se considerarán como fluidos similares al aceite térmico y a las parafinas lineales el “quench oil” (aceite con mayor resistencia de ensuciamiento) y el keroseno (conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas):

$$R_{si} = 0.004 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

$$R_{so} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{so} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 9.05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(0.50 \cdot A_{transf}^{0.7} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 4.40 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 9.05 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 9.25 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}) \cdot 10^{-4}} =$$

$$= \frac{1}{22.70 \cdot 10^{-4} + 0.50 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Combinando con esta expresión el resultado del punto 6 ($U \cdot A_{transf} = 10774.1 \text{ W} / \text{K}$), queda:

$$U \cdot A_{transf} = \left(\frac{1}{22.70 \cdot 10^{-4} + 0.50 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \right) \cdot A_{transf} = 10774.1 \text{ W} / \text{K}$$

La obtención del valor de A_{transf} debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante de aplicar la expresión anterior, un valor deseado de 10774.1 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el área. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$A_{transf} = 30.33 \text{ m}^2$$

↓

$$U = \frac{10774.1 \text{ W} / \text{K}}{30.33 \text{ m}^2} = 355.2 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

9. Estimación de la longitud y realización del proceso de iteración:

La longitud de los tubos vendrá dada por la siguiente fórmula:

$$A_{transf} = n_t \cdot A_{transf\ t} \Rightarrow A_{transf\ t} = \frac{A_{transf}}{n_t} = \pi \cdot DO_t \cdot L_t \Rightarrow L_t = \frac{A_{transf}}{n_t \cdot \pi \cdot DO_t} \quad [AII.3.29] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_t = \frac{30.33\ m^2}{270 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3}\ m} = 1.877\ m = L_{t\ calc} < L_t = 6.096\ m$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $L_{t\ calc} < L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t notablemente inferior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

\Rightarrow Partiendo de un valor de $n_t = 90$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrarán cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$v_o = 2.629\ m/s$$

$$A_{transf} = 23.09\ m^2$$

$$U = 466.6\ W/m^2 \cdot K$$

$$L_{t\ calc} = 4.287\ m < L_t = 6.096\ m \text{ (continuar)}$$

\Rightarrow Por tanto, se proseguirá con el procedimiento con el número de tubos inmediatamente inferior a 90, es decir, $n_t = 76$:

$$v_o = 3.113\ m/s$$

$$A_{transf} = 22.48\ m^2$$

$$U = 479.2\ W/m^2 \cdot K$$

$$L_{t\ calc} = 4.943\ m < L_t = 6.096\ m \text{ (continuar)}$$

\Rightarrow Para $n_t = 52$:

$$v_o = 4.550\ m/s$$

$$A_{transf} = 21.41\ m^2$$

$$U = 503.3\ W/m^2 \cdot K$$

$$L_{t\ calc} = 6.879 > L_t = 6.096\ m \text{ (fin)}$$

Así, tal y como se expuso al final del punto 6, teóricamente el número de tubos sería 76. No obstante, éste es un caso particular, ya que, además de que la velocidad del aceite es muy elevada ($3.113 \gg 2.4$ m/s \rightarrow graves problemas de corrosión y erosión), la diferencia entre la longitud calculada y la real es excesiva (1.153 m), lo cual se va a traducir en la disponibilidad de un área excedente muy grande. Por tanto, y de manera excepcional, se escogerá un número de tubos (90) que obligue a tomar la longitud de tubo estándar inmediatamente inferior a 6.096 m, es decir, 4.877 m (16 ft).

Como se ha presentado previamente, a 90 tubos y una longitud de tubo de 4.287 m le corresponden un área de transferencia de 23.09 m^2 . Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.29] \Rightarrow A_{transf} = L_t \cdot n_t \cdot \pi \cdot DO_t \quad [AII.3.30]$$

$$\Downarrow$$

$$A_{transf} = 4.877 \text{ m} \cdot 90 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 26.27 \text{ m}^2$$

Esta variación afecta única y mínimamente al coeficiente global de transmisión de calor ($U=466.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) en su término de resistencia a la convección externa, debido a la dependencia de dicho término con el área. Una vez tenido en cuenta este hecho, resulta un valor final de U:

$$U = 457.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{transf}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{transf} = 457.5 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 26.27 \text{ m}^2 = 12017.3 \text{ W / K} > 10774.1 \text{ W / K}$$

Recapitulando, se tienen los siguientes valores principales:

$$n_t = 90$$

$$L_t = 4.877 \text{ m}$$

$$A_{transf} = 26.27 \text{ m}^2$$

$$U = 457.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Haciendo un inciso en la continuación del procedimiento, se comprobará, ahora que se conoce el valor definitivo del área de transferencia, que el flujo de calor en el sistema es inferior al máximo, calculado en el punto 8 (coeficiente de convección externa):

$$\Phi = \left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right) = \frac{1080777.2 \text{ W}}{26.27 \text{ m}^2} = 41144.7 \text{ W / m}^2 < \Phi_{m\acute{a}x} = \left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right)_{m\acute{a}x} = 278975.3 \text{ W / m}^2$$

10. Determinación del diámetro de la carcasa:

Los calderines (tipo Kettle), a diferencia de los restantes intercambiadores de carcasa y tubos de la planta, se caracterizan por un diámetro interior de carcasa inferior ($D_{c(i) \text{ inf}}$), que es el que alberga los tubos y el líquido del lado de la carcasa, y uno superior ($D_{c(i) \text{ sup}}$), que permite la separación del vapor en equilibrio con el residuo. El primero se determina a partir de la tabla AII.3.5, una vez conocida la disposición y el diámetro de los tubos y el número de pasos y tubos; a su vez, el segundo se corresponde con el diámetro estándar inmediatamente superior a un valor de 1.6 veces el diámetro inferior de la carcasa (la carcasa superior es, aproximadamente, un 60 % mayor que la inferior):

Diámetro interior de carcasa inferior

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 90} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ inf}} = 13.25 \text{ in} = 337 \text{ mm} = 0.337 \text{ m}$$

Diámetro interior de carcasa superior

$$D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot D_{c(i) \text{ inf}} \Rightarrow D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot 13.25 \text{ in} = 21.2 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ sup}} = 21.25 \text{ in} = 540 \text{ mm} = 0.540 \text{ m}$$

3.1.1.1.2. Diseño mecánico del calderín C-1

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del calderín, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del rehervidor se ha considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe reseñar que tanto la carcasa inferior como la superior presentarán un mismo espesor, por lo que los cálculos se realizarán considerando la situación más desfavorable, es decir, el diámetro de la carcasa superior.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✗ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-		1/8 (3.2)	
13 - 29 (330-737)	SCH. STD	3/8	(9.5)	3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	7/16	(11.1)	1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	1/2	(12.7)	5/16 (7.9)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2	(12.7)	5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2	(12.7)	3/8 (9.5)	

TABLA AII.3.8: Mínimo espesor de carcasa en “in” (mm) para intercambiadores de calor de carcasa y tubos

$$D_{c(i) \text{ sup}} = 540 \text{ mm} \in (330 - 737 \text{ mm}) \rightarrow t_{\text{mín}} = 9.5 \text{ mm}$$

✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\text{mín}} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{\text{mín}} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\text{mín}} = 9.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 2.2.6.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín a priori no va a ser superior al diámetro de la carcasa inferior, 0.3366 m, altura que no genera una presión mayor de 0.02 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

Se adoptará como temperatura de diseño la dada por la expresión [AII.2.75]. En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del calderín C-1 es 243.2 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$T_D = 243.2 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 263.2 \text{ °C} = 505.7 \text{ °F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S)*:

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 505.7 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13000 \text{ psi} = 89.63 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, se puede afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, fueron mostradas en el apartado 2.2.6.1:

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.540 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.8 \text{ mm}$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.540 \text{ m}}{2}\right)}{89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del rehervidor C-1 será obtenido a partir del espesor $t_{reh}^{mín \text{ calc}} = 1.5 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$t_{reh}^C = t_{reh}^{mín \text{ calc}} + C \quad [AII.3.31] \Rightarrow t_{reh}^C = 1.5 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 4.0 \text{ mm} < t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del rehervidor el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{reh} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente los diámetros exteriores de las carcasas inferior y superior:

- $D_{c(o) \text{ inf}} = D_{c(i) \text{ inf}} + 2 \cdot t_{reh} \quad [AII.3.32] \Rightarrow D_{c(o) \text{ inf}} = 0.337 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.356 \text{ m}$
- $D_{c(o) \text{ sup}} = D_{c(i) \text{ sup}} + 2 \cdot t_{reh} \quad [AII.3.33] \Rightarrow D_{c(o) \text{ sup}} = 0.540 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.559 \text{ m}$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 263.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 539.8 \text{ mm} \rightarrow D = 559 \text{ mm} \end{array} \right\} t_{aisl} = 140 \text{ mm} = 0.140 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante del rehervidor C-1 son:

- $D_{aisl \text{ c } \text{ inf}} = D_{c(o) \text{ inf}} + 2 \cdot t_{aisl} \quad [AII.3.34] \Rightarrow D_{c(o) \text{ inf}} = 0.356 \text{ m} + 2 \cdot 0.140 \text{ m} = 0.636 \text{ m}$
- $D_{aisl \text{ c } \text{ sup}} = D_{c(o) \text{ sup}} + 2 \cdot t_{aisl} \quad [AII.3.35] \Rightarrow D_{c(o) \text{ sup}} = 0.559 \text{ m} + 2 \cdot 0.140 \text{ m} = 0.839 \text{ m}$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

Como los tubos de los rehervidores no son más que conducciones de pequeño diámetro, para tal comprobación se empleará una ecuación similar a [AII.6.7], al ser la presión promedio en el interior de los tubos la atmosférica, con la única excepción de que el margen por corrosión será la mitad, por el hecho de que, al tratarse de tuberías secundarias o menores, se estimará un tiempo de vida de 10 años en lugar de 20 (ver criterios en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión en el apartado 2.2.6). Teniendo en cuenta este hecho:

$$e'_t = \left(\frac{111457.5 \text{ Pa} \cdot DO_t}{2 \cdot S + 89166 \text{ Pa}} + 1.27 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 1.143$$

Como:

$$DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

y

$$T_D = T_{m\acute{a}x} = 355 \text{ }^\circ\text{C} = 671 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 700 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 16500 \text{ psi} = 113.76 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

la sustitución en la expresión anterior da lugar a:

$$e'_t = 1.462 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

La comprobación realizada es extrapolable a todos los calderines, ya que presentan los mismos valores de las variables.

Prueba de presión y categoría del rehervidor

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13000 \text{ psi}} = 6.61 \text{ Kg/cm}^2 = 6.40 \text{ atm} = 648022.38 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

De la expresión [AII.2.87], la cual determina el espesor requerido por presión interna para esfuerzos circunferenciales (mayores esfuerzos), se despejará la tensión a la que se ve sometido el material, adaptando las variables a la situación estudiada:

$$S \cdot E = \frac{P_p \cdot \left[\left(\frac{D_i}{2} \right) + 0.6 \cdot t_{reh} \right]}{t_{reh}} \quad [\text{AII.3.36}]$$

Si se sustituyen las variables por sus valores en la expresión superior, se tiene:

$$S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.540 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 18.81 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 se puede comprobar que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 18.81 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_c = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del calderín

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del calderín C-1. Si se supone que es un cilindro de longitud L_t y de diámetro igual al de la carcasa superior (aunque no se considera el volumen de los cabezales –uno pequeño y otro grande-, la carcasa superior no se extiende por toda la longitud de los tubos):

$$V = L_t \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{c(i) \text{ sup}}}{2} \right)^2 \quad [AII.3.37] \Rightarrow V = 4.877 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.540 \text{ m}}{2} \right)^2 = 1.116 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al tramo de carcasa comprendido entre el vertedero y el cabezal mayor:

$$V = 1.1 \cdot 1.116 \text{ m}^3 = 1.228 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 1.228 \text{ m}^3$, el calderín de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 1.228 \text{ m}^3 = 5.00 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal rehervidor en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el calderín C-1 trabaja con parafinas lineales y Therminol 66 (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 355 °C (en el interior de los tubos). Por ello, este calderín pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 es posible deducir que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el rehervidor C-1.

3.1.1.2. Calderines de las columnas Tridecano (C-2 y C-3)

En este apartado se aplicarán directamente a uno de los calderines de las columnas Tridecano (ambos son idénticos) los pasos básicos expuestos en el apartado 3.1.1.1 relativos al cálculo tanto del dimensionamiento como del diseño mecánico.

3.1.1.2.1. Dimensionamiento de los calderines C-2 y C-3

1.

- * Fluido frío (circulación por la carcasa): parafinas líquidas procedentes del plato 1 de la columna Tridecano –presión aproximada de 2 atm-.
- * Fluido caliente (circulación por los tubos): aceite térmico (Therminol 66) – presión atmosférica-.

2.

De la tabla AII.2.41 se obtiene la composición molar y la temperatura de cada una de las corrientes. Sabiendo que $L' = 8588.00 \text{ kmol/día}$, $V' = 8066.25 \text{ kmol/día}$ y $W = 521.74 \text{ kmol/día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente mediante [AII.3.4], [AII.3.5] y [AII.3.6], respectivamente:

Componentes	Entrada $t^a_1=288.7 \text{ °C}$		Salida $t^a_c=289.8 \text{ °C}$			
	x_{et1}	L'_{et1} (kmol/día)	y_{et0}	V'_{et0} (kmol/día)	x_w	W (kmol/día)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.011	90.68	0.011	86.90	0.007	3.78
n-C14	0.840	7209.68	0.843	6796.85	0.791	412.83
n-C15	0.131	1121.80	0.128	1034.20	0.168	87.61
n-C16	0.019	165.83	0.018	148.31	0.034	17.52
Total	1.000	8588.00	1.000	8066.25	1.000	521.74

TABLA AII.3.9: Caudales y composiciones molares y temperaturas de las corrientes de entrada y salida de los calderines C-2 y C-3

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i e y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones al caso que ocupa y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 200.618 g/mol para el líquido de entrada, 200.555 g/mol para el vapor de salida y 201.588 g/mol para el residuo, se llega a:

- [AII.2.8] $\Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = \frac{L' \cdot PM_L}{1000} = 1722.91 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} L'_{m\acute{a}sico\ i} = X_{L_i} \cdot L'_{m\acute{a}sico}$
- [AII.2.8] $\Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = \frac{V' \cdot PM_V}{1000} = 1617.73 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} V'_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{V_i} \cdot V'_{m\acute{a}sico}$
- [AII.2.8] $\Rightarrow W_{m\acute{a}sico} = \frac{W \cdot PM_W}{1000} = 105.18 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{m\acute{a}sico\ i} = X_{W_i} \cdot W_{m\acute{a}sico}$

Ahora s\xed, se est\xe1 en disposici3n de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades m\xe1sicas:

Componentes	Entrada $t^a_1=288.7^\circ\text{C}$		Salida $t^a_c=289.8^\circ\text{C}$			
	X_{et1}	$L'_{m\acute{a}sico\ et1}$ (Ton/d\xeda)	Y_{et0}	$V'_{m\acute{a}sico\ et0}$ (Ton/d\xeda)	X_w	$W_{m\acute{a}sico}$ (Ton/d\xeda)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.010	16.72	0.010	16.02	0.007	0.70
n-C14	0.830	1430.34	0.834	1348.44	0.779	81.90
n-C15	0.138	238.29	0.136	219.68	0.177	18.61
n-C16	0.022	37.55	0.021	33.58	0.038	3.97
Total	1.000	1722.91	1.000	1617.73	1.000	105.18

TABLA AII.3.10: Caudales y composiciones m\xe1sicas y temperaturas de las corrientes de entrada y salida de los calderines C-2 y C-3

3.

$$t_m = \frac{t_1 + t_c}{2} = \frac{288.7^\circ\text{C} + 289.8^\circ\text{C}}{2} = 289.3^\circ\text{C}$$

↓

$$[AII.3.7] \Rightarrow Q_{transf} = 641.0 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 8588.00 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (289.8^\circ \text{C} - 288.7^\circ \text{C}) + 42179.1 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 8066.25 \text{ Kmol} / \text{día} = 346287725.9 \text{ KJ} / \text{día} = 14428655.3 \text{ KJ} / \text{h} = 4007959.8 \text{ W}$$

4.

$$T_1 = 355^\circ \text{C} \xrightarrow{\Delta T = 25^\circ \text{C}} T_2 = 330^\circ \text{C}$$

5.

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{355.0^\circ \text{C} + 330.0^\circ \text{C}}{2} = 342.5^\circ \text{C}$$

↓

$$[AII.3.8] \Rightarrow M_o = \frac{14428655.3 \text{ KJ} / \text{h}}{2.7329 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (355^\circ \text{C} - 330^\circ \text{C})} = 211187.8 \text{ Kg} / \text{h}$$

6.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(355^\circ \text{C} - 289.8^\circ \text{C}) - (330^\circ \text{C} - 288.7^\circ \text{C})}{\text{Ln} \left[\frac{(355^\circ \text{C} - 289.8^\circ \text{C})}{(330^\circ \text{C} - 288.7^\circ \text{C})} \right]} = 52.3^\circ \text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{330^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}}{288.7^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}} = 0.377 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{288.7^\circ \text{C} - 289.8^\circ \text{C}}{330^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}} = 0.044 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 1 > 0.75 - 0.80$$

↓

Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

↓

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{14428655.3 \text{ KJ} / h}{1.52.3 \text{ } ^\circ\text{C}} = 275697.8 \text{ KJ} / h \cdot K = 76582.7 \text{ W} / K$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

7.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_o = 1 \text{ m} / s$$



Caudal másico de aceite por un tubo:

$$[AII.3.13] \Rightarrow M_{o_t} = 773.79 \text{ Kg} / m^3 \cdot 1 \text{ m} / s \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 481.40 \text{ Kg} / h$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del aceite.



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$[AII.3.14] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{211187.8 \text{ Kg} / h}{481.40 \text{ Kg} / h} \approx 878 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 914 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del aceite en el tubo:

$$[AII.3.15] \Rightarrow M_{oi} = 2 \cdot \frac{211187.8 \text{ Kg/h}}{914} = 462.12 \text{ Kg/h}$$

↓

$$[AII.3.16] \Rightarrow v_o = \frac{462.12 \text{ Kg/h}}{773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 3455.80 \text{ m/h} = 0.960 \text{ m/s}$$

8.

Coefficiente de convección externo

$$[AII.3.22] \Rightarrow h_o = 3.75 \cdot 10^{-5} \cdot (1549977.2 \text{ Pa})^{0.69} \cdot \left(\frac{4007959.8 \text{ W}}{A_{transf}} \right)^{0.7} \cdot \left[1.8 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1549977.2 \text{ Pa}} \right)^{0.17} + 4 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1549977.2 \text{ Pa}} \right)^{1.2} + 10 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1549977.2 \text{ Pa}} \right)^{10} \right] = \frac{47578.44}{A_{transf}^{0.7}} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

En principio, se trabajará con el valor de h_o como una función del área de transferencia. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = 0.21 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Por otro lado, el flujo máximo de calor permisible ($\Phi_{\text{máx}}$) en el sistema viene dado por la expresión [AII.3.23]:

$$\left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right)_{\text{máx}} = 0.368 \cdot 1549977.2 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1549977.2 \text{ Pa}} \right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{202650 \text{ Pa}}{1549977.2 \text{ Pa}} \right)^{0.9} = 246691.2 \text{ W/m}^2$$

Por tanto, una vez conocida el área total de intercambio de calor, se tendrá que verificar que $\Phi < \Phi_{\text{máx}}$.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow \text{Re} = \frac{773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.960 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.3342 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 32967.7 \in 3000 < \text{Re} < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{2.7329 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 10.3 \in 1.5 < Pr < 500$$

$$\downarrow [AII.3.24]$$

$$Nu = 0.012 \cdot (32967.7^{0.87} - 280) \cdot 10.3^{0.4} = 251.0$$

$$\downarrow [AII.3.28]$$

$$h_i = \frac{251.0 \cdot 0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1507.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 1507.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1174.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{1174.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 8.52 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.6 (aceite térmico \rightarrow “quenched oil” -aceite con mayor resistencia de ensuciamiento-):

$$R_{si} = 0.004 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales \rightarrow keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{so} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{so} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 9.05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(0.21 \cdot A_{transf}^{0.7} m^2 \cdot K/W + 4.40 m^2 \cdot K/W + 9.05 m^2 \cdot K/W + 8.52 m^2 \cdot K/W) 10^{-4}} =$$

$$= \frac{1}{21.97 \cdot 10^{-4} + 0.21 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} W/m^2 \cdot K$$

Combinando con esta expresión el resultado del punto 6 ($U \cdot A_{transf} = 76582.7 W/K$), queda:

$$U \cdot A_{transf} = \left(\frac{1}{21.97 \cdot 10^{-4} + 0.21 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} W/m^2 \cdot K \right) \cdot A_{transf} = 76582.7 W/K$$

La obtención del valor de A_{transf} debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante de aplicar la expresión anterior, un valor deseado de 76582.7 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el área. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$A_{transf} = 243.65 m^2$$

$$\downarrow$$

$$U = \frac{76582.7 W/K}{243.65 m^2} = 314.3 W/m^2 \cdot K$$

9.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{243.65 m^2}{914 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} m} = 4.454 m = L_{t \text{ calc}} < L_t = 6.096 m$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t considerablemente inferior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

\Rightarrow Partiendo de un valor de $n_t = 718$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$v_o = 1.222 \text{ m/s}$$

$$A_{transf} = 227.40 \text{ m}^2$$

$$U = 336.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L_{t \text{ calc}} = 5.292 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (continuar)}$$

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con el número de tubos inmediatamente inferior a 718, es decir, $n_t = 640$:

$$v_o = 1.371 \text{ m/s}$$

$$A_{transf} = 220.81 \text{ m}^2$$

$$U = 346.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L_{t \text{ calc}} = 5.765 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (continuar)}$$

⇒ Para $n_t = 526$:

$$v_o = 1.668 \text{ m/s}$$

$$A_{transf} = 211.01 \text{ m}^2$$

$$U = 362.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.703 > L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 6, resulta un número de tubos igual a 640.

Como se ha presentado previamente, a 640 tubos y una longitud de tubo de 5.765 m le corresponden un área de transferencia de 220.81 m². Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{transf} = 6.096 \text{ m} \cdot 640 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 233.49 \text{ m}^2$$

Esta variación afecta única y mínimamente al coeficiente global de transmisión de calor ($U=346.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) en su término de resistencia a la convección externa, debido a la dependencia de dicho término con el área. Una vez tenido en cuenta este hecho, resulta un valor final de U:

$$U = 342.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 342.5 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 233.49 \text{ m}^2 = 79965.8 \text{ W} / \text{K} > 76582.7 \text{ W} / \text{K}$$

Recapitulando, se tienen los siguientes valores principales:

$$n_t = 640$$

$$L_t = 6.096 \text{ m}$$

$$A_{\text{transf}} = 233.49 \text{ m}^2$$

$$U = 342.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Haciendo un inciso en la continuación del procedimiento, se comprobará, ahora que se conoce el valor definitivo del área de transferencia, que el flujo de calor en el sistema es inferior al máximo, calculado en el punto 8 (coeficiente de convección externa):

$$\Phi = \left(\frac{Q_{\text{transf}}}{A_{\text{transf}}} \right) = \frac{4007959.8 \text{ W}}{233.49 \text{ m}^2} = 17165.4 \text{ W} / \text{m}^2 < \Phi_{\text{máx}} = \left(\frac{Q_{\text{transf}}}{A_{\text{transf}}} \right)_{\text{máx}} = 246691.2 \text{ W} / \text{m}^2$$

10.

Diámetro interior de carcasa inferior

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 640} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ inf}} = 31 \text{ in} = 787 \text{ mm} = 0.787 \text{ m}$$

Diámetro interior de carcasa superior

$$D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot D_{c(i) \text{ inf}} \Rightarrow D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot 31 \text{ in} = 49.6 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ sup}} = 51 \text{ in} = 1295 \text{ mm} = 1.295 \text{ m}$$

Aunque en la tabla no aparecen valores tabulados para diámetros superiores a 39 in, se supondrá que la secuencia entre diámetros es de 2 in.

3.1.1.2.2. Diseño mecánico de los calderines C-2 y C-3

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del calderín, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del rehervidor se ha considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe reseñar que tanto la carcasa inferior como la superior presentarán un mismo espesor, por lo que los cálculos se realizarán considerando la situación más desfavorable, es decir, el diámetro de la carcasa superior.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} (mm) = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✗ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i) \text{ sup}} = 1295 \text{ mm} \in (1016 - 1524 \text{ mm}) \rightarrow t_{mín} = 12.7 \text{ mm}$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} (mm) = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{mín} = 12.7 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizado. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín a priori no va a ser superior al diámetro de la carcasa inferior, 0.7874 m, altura que no genera una presión mayor de 0.04 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa de los calderines C-2 y C-3 es 289.8 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 289.8 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 309.8 \text{ °C} = 589.7 \text{ °F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 600 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 589.7 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13000 \text{ psi} = 89.63 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.295 \text{ m}}{2}\right)}{2.89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.8 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.295 \text{ m}}{2}\right)}{89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 3.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.6 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del rehervidores C-2 y C-3 será obtenido a partir del espesor $t_{reh}^{min \text{ calc}} = 3.6 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.31] \Rightarrow t_{reh}^C = 3.6 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 6.1 \text{ mm} < t_{min} = 12.7 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa de los rehervidores el comercial inmediatamente superior a 12.7 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{reh} = 12.7 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, se puede determinar fácilmente los diámetros exteriores de las carcasas inferior y superior:

- $[AII.3.32] \Rightarrow D_{c(o) \text{ inf}} = 0.787 \text{ m} + 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.813 \text{ m}$
- $[AII.3.33] \Rightarrow D_{c(o) \text{ sup}} = 1.295 \text{ m} + 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.321 \text{ m}$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 309.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 1.295 \text{ mm} \rightarrow D > 0.762 \text{ m} \end{array} \right\} t_{aisl} = 178 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante de los rehervidores C-2 y C-3 son:

- [AII.3.34] $\Rightarrow D_{\text{aisl c inf}} = 0.813 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 1.169 \text{ m}$
- [AII.3.35] $\Rightarrow D_{\text{aisl c sup}} = 1.321 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 1.677 \text{ m}$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

Ver mismo epígrafe en el apartado 3.1.1.1.2.

Prueba de presión y categoría del rehervidor

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13000 \text{ psi}} = 6.61 \text{ Kg/cm}^2 = 6.40 \text{ atm} = 648022.38 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{1.295 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 33.54 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 se puede comprobar que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 33.54 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del calderín

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen de los calderines C-2 y C-3:

$$[AII.3.37] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{1.295 \text{ m}}{2} \right)^2 = 8.034 \text{ m}^3$$

Si le adicionamos un 10 % debido al tramo de carcasa comprendido entre el vertedero y el cabezal mayor:

$$V = 1.1 \cdot 8.034 \text{ m}^3 = 8.838 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 8.838 \text{ m}^3$, el calderín de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 8.838 \text{ m}^3 = 35.97 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra a tales rehervidores en el grupo 3 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, los calderines C-2 y C-3 trabajan con parafinas lineales y Therminol 66 (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 355 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenecen los rehervidores C-2 y C-3.

3.1.1.3. Calderín de la columna Splitter (C-4)

En este apartado se aplicarán directamente al calderín de la columna Splitter los pasos básicos expuestos en el apartado 3.1.1.1 relativos al cálculo tanto del dimensionamiento como del diseño mecánico.

3.1.1.3.1. Dimensionamiento del calderín C-4

1.

- × Fluido frío (circulación por la carcasa): parafinas líquidas procedentes del plato 1 de la columna Splitter –presión aproximada de 2 atm-.
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): aceite térmico (Therminol 66) – presión atmosférica-.

2.

De la tabla AII.2.55 se obtiene la composición molar y la temperatura de cada una de las corrientes. Sabiendo que $L' = 4531.14 \text{ kmol/día}$, $V' = 4317.27 \text{ kmol/día}$ y $W = 213.88 \text{ kmol/día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente mediante [AII.3.4], [AII.3.5] y [AII.3.6], respectivamente:

Componentes	Entrada $t^a_1=304.7 \text{ °C}$		Salida $t^a_c=305.8 \text{ °C}$			
	x_{et1}	L'_{et1} (kmol/día)	y_{et0}	V'_{et0} (kmol/día)	x_w	W (kmol/día)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C14	0.080	362.27	0.081	349.88	0.058	12.38
n-C15	0.796	3604.60	0.796	3438.15	0.778	166.45
n-C16	0.125	564.27	0.123	529.23	0.164	35.04
Total	1.000	4531.14	1.000	4317.27	1.000	213.88

TABLA AII.3.11: Caudales y composiciones molares y temperaturas de las corrientes de entrada y salida del calderín C-4

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de x_i a X_i e y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones al caso que ocupa y teniendo en cuenta los valores del peso molecular medio de 213.044 g/mol para el líquido de entrada, 213.002 g/mol para el vapor de salida y 213.905 g/mol para el residuo, se llega a:

- [AII.2.8] $\Rightarrow L'_{m\acute{a}sico} = \frac{L' \cdot PM_L}{1000} = 965.33 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} L'_{m\acute{a}sico\ i} = X_{L'i} \cdot L'_{m\acute{a}sico}$
- [AII.2.8] $\Rightarrow V'_{m\acute{a}sico} = \frac{V' \cdot PM_V}{1000} = 919.59 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} V'_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{V'i} \cdot V'_{m\acute{a}sico}$
- [AII.2.8] $\Rightarrow W_{m\acute{a}sico} = \frac{W \cdot PM_W}{1000} = 45.75 \text{ Tn / d\acute{a}a} \xrightarrow{[AII.2.9]} W_{m\acute{a}sico\ i} = X_{W'i} \cdot W_{m\acute{a}sico}$

Ahora s\xed, se est\xe1 en disposici3n de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades m\xe1sicas:

Componentes	Entrada $t^a=304.7^\circ\text{C}$		Salida $t^a=305.8^\circ\text{C}$			
	X_{et1}	$L'_{m\acute{a}sico\ et1}$ (Ton/d\xeda)	Y_{et0}	$V'_{m\acute{a}sico\ et0}$ (Ton/d\xeda)	X_W	$W_{m\acute{a}sico}$ (Ton/d\xeda)
n-C10	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C13	0.000	0.00	0.000	0.00	0.000	0.00
n-C14	0.074	71.87	0.075	69.41	0.054	2.46
n-C15	0.793	765.69	0.794	730.33	0.773	35.36
n-C16	0.132	127.78	0.130	119.84	0.173	7.94
Total	1.000	965.33	1.000	919.59	1.000	45.75

TABLA AII.3.12: Caudales y composiciones m\xe1sicas y temperaturas de las corrientes de entrada y salida del calder\xedn C-4

3.

$$t_m = \frac{t_1 + t_c}{2} = \frac{304.7^\circ\text{C} + 305.8^\circ\text{C}}{2} = 305.3^\circ\text{C}$$

↓

$$[AII.3.7] \Rightarrow Q_{transf} = 693.57 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 4531.14 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (305.8^\circ \text{C} - 304.7^\circ \text{C}) + 43367.41 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 4317.27 \text{ Kmol} / \text{día} = 190608560.0 \text{ KJ} / \text{día} = 7942023.3 \text{ KJ} / \text{h} = 2206117.6 \text{ W}$$

4.

$$T_1 = 355^\circ \text{C} \xrightarrow{\Delta T = 25^\circ \text{C}} T_2 = 330^\circ \text{C}$$

5.

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{355.0^\circ \text{C} + 330.0^\circ \text{C}}{2} = 342.5^\circ \text{C}$$

↓

$$[AII.3.8] \Rightarrow M_o = \frac{7942023.3 \text{ KJ} / \text{h}}{2.7329 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (355^\circ \text{C} - 330^\circ \text{C})} = 116244.98 \text{ Kg} / \text{h}$$

6.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(355^\circ \text{C} - 305.8^\circ \text{C}) - (330^\circ \text{C} - 304.7^\circ \text{C})}{\ln \left[\frac{(355^\circ \text{C} - 305.8^\circ \text{C})}{(330^\circ \text{C} - 304.7^\circ \text{C})} \right]} = 35.9^\circ \text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{330^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}}{304.7^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}} = 0.497 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{304.7^\circ \text{C} - 305.8^\circ \text{C}}{330^\circ \text{C} - 355^\circ \text{C}} = 0.043 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 1 > 0.75 - 0.80$$

↓

Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{7942023.3 \text{ KJ/h}}{1.35.9 \text{ }^\circ\text{C}} = 221055.2 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 61404.2 \text{ W/K}$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

7.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_o = 1 \text{ m/s}$$



Caudal másico de aceite por un tubo:

$$[AII.3.13] \Rightarrow M_{ot} = 773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 481.40 \text{ Kg/h}$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del aceite.



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$[AII.3.14] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{116244.98 \text{ Kg/h}}{481.40 \text{ Kg/h}} \approx 482 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 526 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del aceite en el tubo:

$$[AII.3.15] \Rightarrow M_{ot} = 2 \cdot \frac{116244.98 \text{ Kg/h}}{526} = 442.00 \text{ Kg/h}$$

↓

$$[AII.3.16] \Rightarrow v_o = \frac{442.00 \text{ Kg/h}}{773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 3305.33 \text{ m/h} = 0.918 \text{ m/s}$$

8.

Coefficiente de convección externo

$$[AII.3.22] \Rightarrow h_o = 3.75 \cdot 10^{-5} \cdot (1472104.2 \text{ Pa})^{0.69} \cdot \left(\frac{2206117.6 \text{ W}}{A_{transf}} \right)^{0.7} \cdot$$

$$\cdot \left[1.8 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1472104.2 \text{ Pa}} \right)^{0.17} + 4 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1472104.2 \text{ Pa}} \right)^{1.2} + 10 \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1472104.2 \text{ Pa}} \right)^{10} \right] = \frac{30854.4}{A_{transf}^{0.7}} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

En principio, se trabajará con el valor de h_o como una función del área de transferencia. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = 0.32 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Por otro lado, el flujo máximo de calor permisible ($\Phi_{\text{máx}}$) en el sistema viene dado por la expresión [AII.3.23]:

$$\left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right)_{\text{máx}} = 0.368 \cdot 1472104.2 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{202650 \text{ Pa}}{1472104.2 \text{ Pa}} \right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{202650 \text{ Pa}}{1472104.2 \text{ Pa}} \right)^{0.9} = 236853.5 \text{ W/m}^2$$

Por tanto, una vez conocida el área total de intercambio de calor, tendrá que verificarse que $\Phi < \Phi_{\text{máx}}$.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow \text{Re} = \frac{773.79 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.918 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.3342 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 31532.2 \in 3000 < \text{Re} < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{2.7329 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 10.3 \in 1.5 < Pr < 500$$

$$\downarrow [AII.3.24]$$

$$Nu = 0.012 \cdot (31532.2^{0.87} - 280) \cdot 10.3^{0.4} = 241.2$$

$$\downarrow [AII.3.28]$$

$$h_i = \frac{241.2 \cdot 0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1448.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 1448.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1127.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{1127.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 8.87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.6 (aceite térmico \rightarrow “quenched oil” -aceite con mayor resistencia de ensuciamiento-):

$$R_{si} = 0.004 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales \rightarrow keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{so} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{so} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 9.05 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(0.32 \cdot A_{transf}^{0.7} m^2 \cdot K / W + 4.40 m^2 \cdot K / W + 9.05 m^2 \cdot K / W + 8.87 m^2 \cdot K / W) 10^{-4}} =$$

$$= \frac{1}{22.32 \cdot 10^{-4} + 0.32 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} W / m^2 \cdot K$$

Combinando con esta expresión el resultado del punto 6 ($U \cdot A_{transf} = 61404.2 W / K$), queda:

$$U \cdot A_{transf} = \left(\frac{1}{22.32 \cdot 10^{-4} + 0.32 \cdot 10^{-4} \cdot A_{transf}^{0.7}} W / m^2 \cdot K \right) \cdot A_{transf} = 61404.2 W / K$$

La obtención del valor de A_{transf} debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante de aplicar la expresión anterior, un valor deseado de 61404.2 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el área. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$A_{transf} = 225.30 m^2$$

$$\downarrow$$

$$U = \frac{61404.2 W / K}{225.30 m^2} = 272.5 W / m^2 \cdot K$$

9.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{225.30 m^2}{526 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} m} = 7.157 m = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 m$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $L_{t \text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t superior.

\Rightarrow Partiendo de un valor de $n_t = 640$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$v_o = 0.755 \text{ m/s}$$

$$A_{\text{transf}} = 239.79 \text{ m}^2$$

$$U = 256.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.261 \text{ m} > L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (continuar)}$$

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con el número de tubos inmediatamente superior a 640, es decir, $n_t = 718$:

$$v_o = 0.673 \text{ m/s}$$

$$A_{\text{transf}} = 249.57 \text{ m}^2$$

$$U = 246.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L_{t \text{ calc}} = 5.808 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 6, resulta un número de tubos igual a 718.

Como se ha presentado previamente, a 718 tubos y una longitud de tubo de 5.808 m le corresponden un área de transferencia de 249.57 m^2 . Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{\text{transf}} = 6.096 \text{ m} \cdot 718 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 261.95 \text{ m}^2$$

Esta variación afecta única y mínimamente al coeficiente global de transmisión de calor ($U=246.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) en su término de resistencia a la convección externa, debido a la dependencia de dicho término con el área. Una vez tenido en cuenta este hecho, resulta un valor final de U:

$$U = 242.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 242.9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 261.95 \text{ m}^2 = 63616.5 \text{ W/K} > 61404.2 \text{ W/K}$$

Recapitulando, se tienen los siguientes valores principales:

$$n_t = 718$$

$$L_t = 6.096 \text{ m}$$

$$A_{transf} = 261.95 \text{ m}^2$$

$$U = 242.9 \text{ W / m}^2 \cdot K$$

Haciendo un inciso en la continuación del procedimiento, se comprobará, ahora que se conoce el valor definitivo del área de transferencia, que el flujo de calor en el sistema es inferior al máximo, calculado en el punto 8 (coeficiente de convección externa):

$$\Phi = \left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right) = \frac{2206117.6 \text{ W}}{261.95 \text{ m}^2} = 8422.0 \text{ W / m}^2 < \Phi_{m\acute{a}x} = \left(\frac{Q_{transf}}{A_{transf}} \right)_{m\acute{a}x} = 236853.5 \text{ W / m}^2$$

10.

Diámetro interior de carcasa inferior

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 718} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ inf}} = 33 \text{ in} = 838 \text{ mm} = 0.838 \text{ m}$$

Diámetro interior de carcasa superior

$$D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot D_{c(i) \text{ inf}} \Rightarrow D_{c(i) \text{ sup}} = 1.6 \cdot 33 \text{ in} = 52.8 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i) \text{ sup}} = 53 \text{ in} = 1346 \text{ mm} = 1.346 \text{ m}$$

Aunque en la tabla no aparecen valores tabulados para diámetros superiores a 39 in, se supondrá que la secuencia entre diámetros es de 2 in.

3.1.1.3.2. Diseño mecánico del calderín C-4

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del calderín, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del rehervidor se ha considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe reseñar que tanto la carcasa inferior como la superior presentarán un mismo espesor, por lo que los cálculos se realizarán considerando la situación más desfavorable, es decir, el diámetro de la carcasa superior.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✗ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i) \text{ sup}} = 1346 \text{ mm} \in (1016 - 1524 \text{ mm}) \rightarrow t_{\min} = 12.7 \text{ mm}$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 12.7 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín a priori no va a ser superior al diámetro de la carcasa inferior, 0.8382 m, altura que no genera una presión mayor de 0.05 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

\Rightarrow *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del calderín C-3 es 305.8 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 305.8 \text{ }^\circ\text{C} + 20 \text{ }^\circ\text{C} = 325.8 \text{ }^\circ\text{C} = 618.4 \text{ }^\circ\text{F}$$

\Rightarrow *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 650 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 618.4 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 12600 \text{ psi} = 86.87 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.346 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 86.87 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.9 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.346 \text{ m}}{2}\right)}{86.87 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 3.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.9 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del rehervidor C-4 será obtenido a partir del espesor $t_{reh}^{mín \text{ calc}} = 3.9 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.31] \Rightarrow t_{reh}^C = 3.9 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 6.4 \text{ mm} < t_{mín} = 12.7 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del rehervidor el comercial inmediatamente superior a 12.7 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{reh} = 12.7 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, se pueden determinar fácilmente los diámetros exteriores de las carcasas inferior y superior:

- $[AII.3.32] \Rightarrow D_{c(o) \text{ inf}} = 0.838 \text{ m} + 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.864 \text{ m}$
- $[AII.3.33] \Rightarrow D_{c(o) \text{ sup}} = 1.346 \text{ m} + 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.372 \text{ m}$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 325.8 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 350 \text{ } ^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 1.346 \text{ mm} \rightarrow D > 0.762 \text{ m} \end{array} \right\} t_{aisl} = 178 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, los diámetros exteriores con aislante del rehervidor C-4 son:

- $[AII.3.34] \Rightarrow D_{aisl\ c\ inf} = 0.864\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 1.220\ m$
- $[AII.3.35] \Rightarrow D_{aisl\ c\ sup} = 1.372\ m + 2 \cdot 0.178\ m = 1.728\ m$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

Ver mismo epígrafe en el apartado 3.1.1.1.2.

Prueba de presión y categoría del rehervidor

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07\ Kg/cm^2 \cdot \frac{16900\ psi}{12600\ psi} = 6.82\ Kg/cm^2 = 6.60\ atm = 668594.51\ Pa$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 700000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{700000\ Pa \cdot \left[\left(\frac{1.346\ m}{2} \right) + 0.6 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3}\ m \right]}{12.7 \cdot 10^{-3}\ m} = 37.52\ MPa$$

En la tabla AII.2.30 se puede comprobar que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000\ psi = 206.84\ MPa$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 37.52\ MPa < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84\ MPa = 186.16\ MPa$$

Categoría del calderín

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del calderín C-4:

$$[AII.3.37] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{1.346 \text{ m}}{2} \right)^2 = 8.677 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al tramo de carcasa comprendido entre el vertedero y el cabezal mayor:

$$V = 1.1 \cdot 8.677 \text{ m}^3 = 9.544 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 9.544 \text{ m}^3$, el calderín de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 9.544 \text{ m}^3 = 38.85 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra a tal rehervidor en el grupo 3 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el calderín C-4 trabaja con parafinas lineales y el Therminol 66 (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 355 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenece el rehervidor C-4.

3.1.2. Intercambiadores de calor líquido-líquido

Se mostrarán los cálculos realizados para cada uno de los intercambiadores líquido-líquido, esto es, para los intercambiadores de acondicionamiento y calentamiento de la alimentación a la planta –cambiadores (ICA/D-4 e ICA/RD-4) y calentador (ICA/O)- y para los intercambiadores de refrigeración de las corrientes a almacenar (ICW/D-1, ICW/D-4 e ICW/RD-4). El procedimiento seguido en el dimensionamiento se expondrá con detalle para el primer intercambiador líquido-líquido (ICA/D-4); no obstante, se comentaran posteriormente, también con detalle, las ligeras modificaciones con respecto a éste del procedimiento de cálculo del calentador ICA/O, por un lado, y del refrigerador ICW/D-1 (extensible a ICW/D-4 e ICW/RD-4), por otro.

3.1.2.1. Intercambiador líquido-líquido ICA/D-4

Seguidamente, se indicarán los pasos básicos llevados a cabo en el dimensionamiento de los intercambiadores líquido-líquido, ilustrados con el ejemplo de cálculo de ICA/D-4; con respecto al diseño mecánico de éstos, los pasos básicos expuestos en el apartado 3.1.1.1.2 para el calderín C-1 serán aplicados directamente (para los intercambiadores líquido-líquido únicamente existe un diámetro de carcasa).

3.1.2.1.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/D-4

1. Definir los fluidos presentes en el intercambio calorífico, sus temperaturas de entrada y la trayectoria de flujo de los mismos:

- × Fluido frío (circulación por la carcasa): parafinas líquidas procedentes de la unidad Molex Adsorción (alimentación a la planta proyectada) –presión aproximada de 2 atm- → F: $t_1 = 175.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): destilado de parafinas líquidas procedentes de la columna Splitter –presión aproximada de 2 atm- → D: $T_1 = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C}$

2. Determinar la composición y los caudales molares y másicos de las corrientes parafínicas caliente y fría:

Estos son mostrados, para la corriente caliente, en las tablas AII.2.49 y AII.2.50 del apartado 2.4.1, y, para la corriente fría, en las tablas AII.2.2 y AII.2.4 del apartado 2.2.1.

3. Definir la temperatura de salida de la corriente caliente (o de la fría), calcular el calor intercambiado y determinar la temperatura de salida de la corriente fría (o de la caliente):

⇒ Se considerará como temperatura de salida de D: $T_2 = 195.0\text{ }^\circ\text{C}$

⇒ Al existir únicamente un intercambio de calor sensible (no hay cambio de fase), la energía aportada por D viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_{transf} = Cp_{mD} \cdot D \cdot (T_1 - T_2) \quad [AII.3.38]$$

donde Cp_{mD} es evaluado a la temperatura media (T_m) entre T_1 y T_2 :

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{286.3\text{ }^\circ\text{C} + 195.0\text{ }^\circ\text{C}}{2} = 240.6\text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 594.8\text{ KJ}/(\text{Kmol}\cdot\text{K}) \cdot 829.61\text{ Kmol}/\text{día} \cdot (286.3\text{ }^\circ\text{C} - 195.0\text{ }^\circ\text{C}) = 45041061.0\text{ KJ}/\text{día} = 1876710.9\text{ KJ}/\text{h} = 521308.6\text{ W}$$

⇒ Para el cálculo de la temperatura de salida de F se tendrá en cuenta que el calor absorbido por esta corriente es igual al aportado por D. Así pues:

$$Q_{transf} = Cp_{mF} \cdot F \cdot (t_2 - t_1) \Rightarrow t_2 = \frac{Q_{transf}}{Cp_{mF} \cdot F} + t_1 \quad [AII.3.39]$$

donde Cp_{mF} es evaluado a la temperatura media (t_m) entre t_1 y t_2 :

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{175.0\text{ }^\circ\text{C} + t_2}{2} = 87.5\text{ }^\circ\text{C} + \frac{t_2}{2}$$

Tras un proceso de iteración se llega a que:

$$t_m = 181.7\text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = \frac{45041061.0\text{ KJ}/\text{día}}{479.8\text{ KJ}/(\text{Kmol}\cdot\text{K}) \cdot 7008.44\text{ Kmol}/\text{día}} + 175.0\text{ }^\circ\text{C} = 188.4\text{ }^\circ\text{C}$$

✓ Antes de continuar, debe explicarse por qué se ha tomado como T_2 195.0 °C. Bien es sabido que el propósito principal de este cambiador es aumentar lo máximo posible la temperatura de la corriente de alimentación a la planta y, consecuentemente, reducir la del destilado procedente de la columna Splitter. Sin embargo, cuanto mayor sea el grado de alcance de este objetivo, menor será la diferencia media de temperatura entre los fluidos y, por consiguiente, mayor será el tamaño requerido del cambiador; por todo ello, se ha intentado alcanzar una situación de compromiso. Probando en la hoja de cálculo con distintas temperaturas, se ha llegado a establecer el siguiente criterio: la diferencia entre las temperaturas de salida de ambas corrientes debe ser superior a 5 °C, debido a que por debajo de este valor las dimensiones del equipo aumentan rápidamente y el calor intercambiado no lo hace de manera apreciable (el factor F_T , indicador de la eficacia del sistema, disminuye a gran velocidad). Así, tras realizar diversas iteraciones, se han dado por aceptables las temperaturas de $T_2 = 195.0 \text{ °C}$ y $t_2 = 188.4 \text{ °C}$, ya que:

$$T_2 - t_2 = 6.6 \text{ °C} > 5 \text{ °C}$$

4. Determinación del producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor ($U \cdot A$):

Esta etapa es totalmente coincidente con la número 6 expuesta en el apartado 3.1.1.1. Por tanto, se aplicará directamente:

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(286.3 \text{ °C} - 188.4 \text{ °C}) - (195.0 \text{ °C} - 175.0 \text{ °C})}{Ln \left[\frac{(286.3 \text{ °C} - 188.4 \text{ °C})}{(195.0 \text{ °C} - 175.0 \text{ °C})} \right]} = 49.0 \text{ °C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{195.0 \text{ °C} - 286.3 \text{ °C}}{175.0 \text{ °C} - 286.3 \text{ °C}} = 0.820 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{175.0 \text{ °C} - 188.4 \text{ °C}}{195.0 \text{ °C} - 286.3 \text{ °C}} = 0.147 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.895 > 0.75 - 0.80$$

↓
Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{1876710.9 \text{ KJ} / h}{0.895 \cdot 49.0 \text{ } ^\circ\text{C}} = 42755.2 \text{ KJ} / h \cdot \text{K} = 11876.4 \text{ W} / \text{K}$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia (coincidente con la llevada a cabo en el apartado 3.1.1.1): se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5. Suposición del número de tubos del intercambiador ($n_{t \text{ sup}}$):

Esta etapa es totalmente coincidente con la número 7 expuesta en el apartado 3.1.1.1 (con la única salvedad de que el fluido a considerar es una mezcla de parafinas en lugar de aceite térmico). Por tanto, será aplicada directamente:

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_D = 1 \text{ m} / \text{s}$$

↓

Caudal másico del destilado por un tubo:

$$D_{m\acute{a}sico \ t}^* = \rho_D \cdot v_D \cdot S I_t \quad [AII.3.40]$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del destilado.

⇓

$$D_{m\acute{a}sico \ t} = 599.54 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 1 \text{ m} / \text{s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 373.00 \text{ Kg} / \text{h}$$

↓



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$n_t = 2 \cdot \frac{D_{\text{másico}}}{D_{\text{másico } t}} [AII.3.41] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{373.00 \text{ Kg/h}} = 2 \cdot \frac{6858.52 \text{ Kg/h}}{373.00 \text{ Kg/h}} \approx 37 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 52 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del destilado en el tubo:

$$[AII.3.41] \Rightarrow D_{\text{másico } t} = 2 \cdot \frac{6858.52 \text{ Kg/h}}{52} = 263.79 \text{ Kg/h}$$



$$[AII.3.40] \Rightarrow v_D = \frac{263.79 \text{ Kg/h}}{599.54 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 2545.98 \text{ m/h} = 0.707 \text{ m/s}$$

6. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U) y el área de transmisión (A_{transf}):

Tal y como se citó con cierta extensión en la etapa 8 del apartado 3.1.1.1, el coeficiente global de transferencia de calor engloba las siguientes cinco resistencias: resistencia a la convección del fluido exterior del tubo, resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el exterior del tubo, resistencia a la conducción debida a la pared metálica del tubo (puede ser despreciada), resistencia debida a la película de ensuciamiento depositada en el interior del tubo y resistencia a la convección del fluido interior del tubo (a excepción de la primera, las restantes se obtiene de la misma manera que en el apartado 3.1.1.1). Por consiguiente, para estimar el coeficiente global de transferencia de calor es imprescindible calcular cada una de ellas (estarán referidas a la superficie exterior del tubo):

Coeficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{599.54 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 0.707 \text{ m} / \text{s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.2238 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 28104.2 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{594.8 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{198.41 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.2238 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0967 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 7.0 \in 1.5 < Pr < 500$$

$$\downarrow [AII.3.24]$$

$$Nu = 0.012 \cdot (28104.2^{0.87} - 280) \cdot 7.0^{0.4} = 185.9$$

$$\downarrow [AII.3.28]$$

$$h_i = \frac{185.9 \cdot 0.0967 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1212.3 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 1212.3 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 943.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{943.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 10.59 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coeficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido se realizará mediante la ecuación de Donohue (McCabe y col., 1994):

$$\frac{h_o \cdot DO_t}{k} = 0.2 \cdot \left(\frac{DO_t \cdot G_e}{\mu} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad [AII.3.42]$$

valorándose las propiedades que aparecen en esta ecuación a la temperatura media de la alimentación, a excepción de μ_w (viscosidad del fluido en la pared), la cual se evalúa a la temperatura de la pared (T_w).

Como se puede comprobar, la ecuación de Donohue está basada en una velocidad media ponderada (G_e) del fluido que circula paralelamente a los tubos y la que fluye a través de los tubos: $G_e = \sqrt{G_b \cdot G_c}$ [AII.3.43]

- La velocidad másica G_b paralela a los tubos es el flujo de masa dividido por el área libre para el flujo en la ventana de la placa deflectora (S_b) –la ventana de la placa deflectora es la porción de la sección transversal de la carcasa que no está ocupada por la placa deflectora-. Este área es igual al área total de la ventana de la placa deflectora menos el área ocupada por los tubos, es decir:

$$S_b = f_b \cdot \frac{\pi \cdot D_{c(i)}^2}{4} - N_b \cdot \frac{\pi \cdot DO_t^2}{4} \quad [AII.3.44]$$

siendo f_b la fracción del área de la sección transversal de la carcasa ocupada por la ventana de la placa deflectora (al disponer de placas deflectoras del 25 % -ver apartado 8.2.2.2 de la memoria-, $f_b=0.1955$) y N_b el número de tubos en la ventana de la placa deflectora (es aproximadamente igual al área fraccional de la ventana multiplicada por el número total de tubos: $N_b = f_b \cdot n_t$ [AII.3.45]).

Por tanto, de la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 52} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 10 \text{ in} = 254 \text{ mm} = 0.254 \text{ m}$$

y sustituyendo en la expresión [AII.3.44], teniendo en cuenta [AII.3.45], resulta:

$$S_b = 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.254 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 52 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 7.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Según la definición dada de G_b :

$$G_b = \frac{F_{\text{másico}}}{S_b} \quad [AII.3.46] \Rightarrow G_b = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{7.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 7086266.6 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

- La velocidad másica G_c para flujo cruzado está basada en el área para flujo transversal entre los tubos de la hilera en la línea central del cambiador (S_c). En un cambiador grande, S_c se puede estimar a partir de la siguiente fórmula:

$$S_c = P_{pd} \cdot D_{c(i)} \left(1 - \frac{DO_t}{p'} \right) \quad [AII.3.47]$$

siendo P_{pd} la separación entre las placas deflectoras.

Por consiguiente, tendrá que determinarse este espaciamiento. Para ello, las normas TEMA (8ª edición) establecen el espacio mínimo y máximo entre los deflectores:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{aligned} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} &= (1/5) \cdot 10 \text{ in} = 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} &= 51 \text{ mm} \end{aligned} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$). Viene impuesto por la siguiente tabla, en función del material y diámetro exterior de los tubos:

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

TABLA AII.3.13: Máximo espaciamiento entre baffles en “in” (mm)

Entonces, a partir de un $DO_t = 0.75 \text{ in}$ y acero al carbono (concretamente, SA-106 Gr. B) como material, la tabla indica:

$$P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Sustituyendo en la expresión [AII.3.47], resulta:

$$S_c = 0.8 \text{ m} \cdot 0.254 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

y según la definición dada de G_c :

$$G_c = \frac{F_{\text{másico}}}{S_c} \text{ [AII.3.48]} \Rightarrow G_c = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 984252.0 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{7086266 .6 \text{ Kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{h}) 984252 .0 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}} = 2640960 .4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$\begin{aligned} \text{[AII.3.42]} \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_t}{k} &= 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 2640960.4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.2608 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6} \\ &\cdot \left(\frac{\frac{479.8 \cdot 10^3 \text{ J} / \text{Kmol}}{171.22 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \cdot 0.2608 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.1042 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.2608 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{77.719}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow \\ \Rightarrow h_o &= \left(\frac{0.1042 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{77.719}{\mu_w^{0.14}} = \frac{425.109}{\mu_w^{0.14}} (*) \end{aligned}$$

Como ya se anticipó, para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Así, la temperatura en la pared metálica se calculará a partir de la caída de temperatura a

través del fluido interior (ΔT_i). Dicha caída de temperatura, si se considera de manera aproximada que se debe a las resistencias asociadas a la convección, viene dada por la siguiente expresión (McCabe y col., 1994), como una función de la caída global de temperatura ($T_m - t_m$):

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{h_i}}{\frac{1}{h_i} + \frac{DI_i}{DO_i \cdot h_o}} \cdot \Delta T \quad [AII.3.49]$$

y, por tanto, la temperatura en la pared de los tubos se determina como:

$$T_w = t_m + \Delta T_i \quad [AII.3.50], \text{ si el fluido interior es el frío.}$$

$$T_w = T_m - \Delta T_i \quad [AII.3.51], \text{ si el fluido interior es el caliente.}$$

Si se sustituyen en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{1212.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{1212.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot h_o}} \cdot (240.6 \text{ }^\circ\text{C} - 181.7 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{58.9 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{943.94 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}}$$

Como el fluido interior es el fluido caliente (el destilado), se hará uso de la relación [AII.3.51]:

$$T_w = 240.6 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{58.9 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{943.94 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}} \quad (**)$$

Entonces, se comprueba que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Así, inicialmente se supondrá una temperatura de pared coincidente con la del primer miembro de **, esto es, $T_{w \text{ sup}} = 240.6 \text{ }^\circ\text{C}$. A partir de ella, se calculará μ_w y, seguidamente, h_o mediante *. Dicho valor de h_o se sustituye en ** con el fin de determinar $T_{w \text{ calc}}$ y comprobar su semejanza con la temperatura inicialmente supuesta. Si son coincidentes, el proceso de iteración finaliza. Si no lo son, se repetirá el procedimiento con $T_{w \text{ calc}}$ como nueva temperatura de partida. Así pues, se pondrá en práctica:

$$T_{w \text{ sup}} = 240.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.1869 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1414.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 205.3 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 240.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 205.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2254 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1377.9 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 205.7 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 205.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 205.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2249 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1378.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 205.7 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 205.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 1378.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{1378.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} = 7.25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = R_{so} = 0.002 - 0.003 \text{ h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F/Btu} \rightarrow R_{si} = R_{so} = 0.0025 \text{ h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F/Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(7.25 \text{ m}^2\cdot\text{K/W} + 4.40 \text{ m}^2\cdot\text{K/W} + 5.65 \text{ m}^2\cdot\text{K/W} + 10.59 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}) \cdot 10^{-4}} = \\ = 358.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, es posible determinar el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 11876.4 \text{ W / K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{11876.4 \text{ W / K}}{U} = \frac{11876.4 \text{ W / K}}{358.4 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} = 33.14 \text{ m}^2$$

7. Estimación de la longitud y realización del proceso de iteración:

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{33.14 \text{ m}^2}{52 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 10.649 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t \text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t notablemente superior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

⇒ Partiendo de un valor de $n_t = 166$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$v_D = 0.222 \text{ m / s}$$

$$U = 188.4 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{transf} = 63.05 \text{ m}^2$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.347 \text{ m} > L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (continuar)}$$

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con el número de tubos inmediatamente superior a 166, es decir, $n_t = 220$:

$$v_O = 0.167 \text{ m / s}$$

$$U = 155.8 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{transf} = 76.24 \text{ m}^2$$

$$L_{t \text{ calc}} = 5.790 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 220.

Como se ha presentado previamente, a 220 tubos y una longitud de tubo de 5.790 m le corresponden un área de transferencia de 76.24 m². Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{transf} = 6.096 \text{ m} \cdot 220 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 80.26 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf}, el producto U·A_{transf} adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{transf} = 155.8 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 80.26 \text{ m}^2 = 12503.7 \text{ W} / \text{K} > 11876.4 \text{ W} / \text{K}$$

8. Determinación del diámetro de la carcasa:

Como ya es sabido, el diámetro interior de la carcasa se determina a partir de la tabla 24, una vez conocida la disposición y el diámetro de los tubos y el número de pasos y tubos: así, para este caso, se tiene:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 220} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 19.25 \text{ in} = 489 \text{ mm} = 0.489 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Básicamente, el objetivo es determinar la separación entre las placas deflectoras (P_{pd}), así como el espesor (e_{pd}), el diámetro (D_{pd}) y el número de éstas (N_{pd}):

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{aligned} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} &= (1/5) \cdot 19.25 \text{ in} = 3.85 \text{ in} = 98 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} &= 51 \text{ mm} \end{aligned} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 98 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$). Viene impuesto por la tabla AII.3.13, en función del material y diámetro exterior de los tubos. Entonces, a partir de un $DO_i = 0.75 \text{ in}$ y acero al carbono (concretamente, SA-106 Gr. B) como material, la tabla indica:

$$P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{98 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 811 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

Las normas TEMA (8ª edición) establecen el espesor de los deflectores mediante la siguiente tabla, a partir del diámetro interior de la carcasa y el espaciamiento entre placas:

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6 - 14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15 - 28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29 - 38 (737-965)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39 - 60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61 - 100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

TABLA AII.3.14: Espesor de los baffles en “in” (mm)

$$\left. \begin{aligned} D_{c(i)} &= 489 \text{ mm} \in (381 - 711 \text{ mm}) \\ P_{pd} &= 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{aligned} \right\} e_{pd} = 1/4 \text{ in} = 6.4 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

El diámetro de cada una de las placas deflectoras es prácticamente coincidente con el diámetro interior de la carcasa, es decir:

$$D_{pd} = 0.489 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.122 m.

Número de deflectores (N_{pd})

El número de deflectores vendrá dado por el cociente entre la longitud de los tubos y el espaciamiento entre los deflectores:

$$N_{pd} = \frac{L_t}{P_{pd}} \quad [AII.3.52] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$P_{pd-int} = \frac{L_t - [(N_{pd} - 1)P_{pd} + e_{pd} \cdot N_{pd}]}{2} \quad [AII.3.53]$$

↓

$$P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7 - 1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0064 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.626 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.098 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.1.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/D-4

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✱ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i)} = 489 \text{ mm} \in (330 - 737 \text{ mm}) \rightarrow t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$$

- ✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la

columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.489 m, altura que no genera una presión mayor de 0.03 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del cambiador ICA/D-4 es 188.4 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 188.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 208.4 \text{ } ^\circ\text{C} = 407.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 407.1 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13800 \text{ } psi = 95.15 \text{ } MPa$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ } Pa \cdot \left(\frac{0.489 \text{ } m}{2} \right)}{2 \cdot 95.15 \cdot 10^6 \text{ } Pa \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ } Pa} = 0.6 \cdot 10^{-3} \text{ } m = 0.6 \text{ } mm$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{398783 \text{ } Pa \cdot \left(\frac{0.489 \text{ } m}{2} \right)}{95.15 \cdot 10^6 \text{ } Pa \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ } Pa} = 1.3 \cdot 10^{-3} \text{ } m = 1.3 \text{ } mm$$

Por consiguiente, el espesor del cambiador ICA/D-4 será obtenido a partir del espesor $t_{int}^{mín\ calc} = 1.3\ mm$. Si se adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$t_{int}^C = t_{int}^{mín\ calc} + C [AII.3.54] \Rightarrow t_{int}^C = 1.3\ mm + 2.5\ mm = 3.8\ mm < t_{mín} = 9.5\ m$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{int} = 9.5\ mm$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

$$\bullet D_{c(o)} = D_{c(i)} + 2 \cdot t_{int} [AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.489\ m + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3}\ m = 0.508\ m$$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 208.4\ ^\circ C \rightarrow T^a = 250\ ^\circ C \\ D_{no\ mín\ al} = 0.489\ mm \rightarrow D = 0.508\ m \end{array} \right\} t_{aisl} = 127\ mm = 0.127\ m$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante del cambiador ICA/D-4 es:

$$\bullet D_{aisl\ c} = D_{c(o)} + 2 \cdot t_{aisl} [AII.3.56] \Rightarrow D_{aisl\ c} = 0.5080\ m + 2 \cdot 0.127\ m = 0.762\ m$$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

De la misma forma que se comentó en el caso de los calderines, como los tubos de los intercambiadores líquido-líquido no son más que conducciones de pequeño

diámetro, para tal comprobación se empleará una ecuación similar a [AII.6.8], al ser la presión promedio en el interior de los tubos de 2 atm, con la única excepción de que el margen por corrosión será la mitad, por el hecho de que, al tratarse de tuberías secundarias o menores, se estimará un tiempo de vida de 10 años en lugar de 20 (ver criterios en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión en el apartado 2.2.6). Teniendo en cuenta este hecho:

$$e'_t = \left(\frac{222915 \text{ Pa} \cdot DO_t}{2 \cdot S + 178332 \text{ Pa}} + 1.27 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 1.143 \quad [\text{AII.3.57}]$$

Como:

$$DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

y

$$T_D = T_{m\acute{a}x} = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} = 547.3 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

la sustitución en la expresión anterior da lugar a:

$$e'_t = 1.472 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

Prueba de presión y categoría del intercambiador

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13800 \text{ psi}} = 6.22 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = 6.02 \text{ atm} = 610455.86 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[\text{AII.3.36}] \Rightarrow S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.489 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 17.07 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 se puede comprobar que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 17.07 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del intercambiador

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del cambiador ICA/D-4. Considerando que el cuerpo principal del intercambiador es un cilindro de longitud L_t y de diámetro $D_{c(i)}$:

$$V = L_t \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{c(i)}}{2} \right)^2 \quad [AII.3.58] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.489 \text{ m}}{2} \right)^2 = 1.145 \text{ m}^3$$

Si le adicionamos un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 1.145 \text{ m}^3 = 1.259 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 1.259 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 1.259 \text{ m}^3 = 5.126 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el cambiador ICA/D-4 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 286.3 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el cambiador ICA/D-4.

3.1.2.2. Intercambiador líquido-líquido ICA/RD-4

Seguidamente, en relación al dimensionamiento y diseño mecánico de este equipo, se aplicarán de manera directa los pasos básicos expuestos para el cambiador ICA/D-4 en el apartado 3.1.2.1.1 y para el calderín C-1 en el apartado 3.1.1.1.2 (en los intercambiadores líquido-líquido únicamente existe un diámetro de carcasa), respectivamente.

3.1.2.2.1. Dimensionamiento del cambiador ICA/RD-4

1.

- × Fluido frío (circulación por la carcasa): parafinas líquidas procedentes del cambiador ICA/D-4 (alimentación a la planta proyectada) –presión aproximada de 2 atm- → F: $t_1 = 188.4 \text{ } ^\circ\text{C}$
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): residuo de parafinas líquidas procedentes de la columna Splitter –presión aproximada de 2 atm- → W: $T_1 = 305.8 \text{ } ^\circ\text{C}$

2.

La composición y los caudales molares y máxicos son mostrados, para la corriente caliente, en las tablas AII.2.49 y AII.2.50 del apartado 2.4.1, y, para la corriente fría, en las tablas AII.2.2 y AII.2.4 del apartado 2.2.1.

3.

⇒ Se considerará como temperatura de salida de W: $T_2 = 200.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

⇒ Calor aportado por W:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{305.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 200.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 252.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓ [AII.3.38] (referida a W en lugar de D)

$$Q_{transf} = 653.5 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 213.88 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (305.8 \text{ } ^\circ\text{C} - 200 \text{ } ^\circ\text{C}) = 14785537.6 \text{ KJ} / \text{día} = 616064.1 \text{ KJ} / \text{h} = 171128.9 \text{ W}$$

⇒ Temperatura de salida de F:

Tras un proceso de iteración se llega a que:

$$t_m = 190.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = \frac{14785537.6 \text{ KJ / día}}{486.0 \text{ KJ / (Kmol} \cdot \text{K)} \cdot 7008.44 \text{ Kmol / día}} + 188.4 \text{ } ^\circ\text{C} = 192.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

✓ Antes de continuar, debe explicarse por qué se ha tomado como T_2 200.0 °C. Al igual que ocurría con el cambiador ICA/D-4, bien es sabido que el propósito principal de este cambiador, ICA/RD-4, es aumentar lo máximo posible la temperatura de la corriente de alimentación a la planta y, consecuentemente, reducir la del residuo procedente de la columna Splitter. Sin embargo, cuanto mayor sea el grado de alcance de este objetivo, menor será la diferencia media de temperatura entre los fluidos y, por consiguiente, mayor será el tamaño requerido del cambiador; por todo ello, se ha intentado alcanzar una situación de compromiso. Probando en la hoja de cálculo con distintas temperaturas, se ha llegado a establecer el siguiente criterio: la diferencia entre las temperaturas de salida de ambas corrientes debe ser superior a 5 °C, debido a que por debajo de este valor las dimensiones del equipo aumentan rápidamente y el calor intercambiado no lo hace de manera apreciable (el factor F_T , indicador de la eficacia del sistema, disminuye a gran velocidad). Así, tras realizar diversas iteraciones, se han dado por aceptables las temperaturas de $T_2 = 200.0 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $t_2 = 192.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, ya que:

$$T_2 - t_2 = 7.3 \text{ } ^\circ\text{C} > 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(305.8 \text{ } ^\circ\text{C} - 192.7 \text{ } ^\circ\text{C}) - (200.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 188.4 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(305.8 \text{ } ^\circ\text{C} - 192.7 \text{ } ^\circ\text{C})}{(200.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 188.4 \text{ } ^\circ\text{C})} \right]} = 44.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned}
 [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{200.0 \text{ }^\circ\text{C} - 305.8 \text{ }^\circ\text{C}}{188.4 \text{ }^\circ\text{C} - 305.8 \text{ }^\circ\text{C}} = 0.901 \\
 [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{188.4 \text{ }^\circ\text{C} - 192.7 \text{ }^\circ\text{C}}{200.0 \text{ }^\circ\text{C} - 305.8 \text{ }^\circ\text{C}} = 0.041
 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.925 > 0.75 - 0.80$$

\Downarrow
 Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{616064.1 \text{ KJ/h}}{0.925 \cdot 44.6 \text{ }^\circ\text{C}} = 14942.0 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 4150.6 \text{ W/K} \leftarrow$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia, sobradamente conocida: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_w = 1 \text{ m/s}$$



Caudal másico del residuo por un tubo:

$$W_{m\acute{a}sico \ t}^* = \rho_w \cdot v_w \cdot S I_t \quad [AII.3.59]$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del residuo.



$$W_{m\acute{a}sico\ t} = 600.62\ Kg/m^3 \cdot 1\ m/s \cdot 172.82 \cdot 10^{-6}\ m^2 \cdot \frac{3600\ s}{1\ h} = 373.67\ Kg/h$$

↓

Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$n_t = 2 \cdot \frac{W_{m\acute{a}sico}}{W_{m\acute{a}sico\ t}} [AII.3.60] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{45.75 \cdot 10^3\ Kg/d\acute{a} \cdot \frac{1\ d\acute{a}}{24\ h}}{373.67\ Kg/h} = 2 \cdot \frac{1906.25\ Kg/h}{373.00\ Kg/h} \approx 11\ tubos$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 26\ tubos$$

siendo la nueva velocidad del residuo en el tubo:

$$[AII.3.60] \Rightarrow W_{m\acute{a}sico\ t} = 2 \cdot \frac{1906.25\ Kg/h}{26} = 146.63\ Kg/h$$

↓

$$[AII.3.59] \Rightarrow v_w = \frac{146.63\ Kg/h}{600.62\ Kg/m^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6}\ m^2} = 1412.70\ m/h = 0.392\ m/s$$

6.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{600.62\ Kg/m^3 \cdot 0.392\ m/s \cdot 14.833 \cdot 10^{-3}\ m}{0.2316\ mPa \cdot s / 1000} = 15097.8 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{653.5 \cdot 10^3\ J/(Kmol \cdot K)}{213.90\ Kg/Kmol} \right] \cdot 0.2316 \cdot 10^{-3}\ Pa \cdot s}{0.0968\ W/m \cdot K} = 7.3 \in 1.5 < Pr < 500$$

↓ [AII.3.24]

$$Nu = 0.012 \cdot (15097.8^{0.87} - 280) \cdot 7.3^{0.4} = 107.5$$

↓[AII.3.28]

$$h_i = \frac{107.5 \cdot 0.0968 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 700.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 700.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 545.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{545.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 18.33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido se realizará mediante la ecuación [AII.3.42]. Se calcularán los términos desconocidos de la misma:

Velocidad media ponderada G_e

⇒ Velocidad másica paralela a los tubos G_b :

De la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 26} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 8 \text{ in} = 203 \text{ mm} = 0.203 \text{ m}$$

$$\downarrow [AII.3.44] \text{ y } [AII.3.45]$$

$$S_b = 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.203 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 26 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow [AII.3.46]$$

$$G_b = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 10173334.9 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

⇒ Velocidad másica para flujo cruzado G_c :

Separación entre las placas deflectoras (P_{pd}):

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 8 \text{ in} = 1.6 \text{ in} = 41 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.47]}$$

$$S_c = 0.8 \text{ m} \cdot 0.203 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.48]}$$

$$G_c = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 1230315.0 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{10173334.9 \text{ Kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{h}) \cdot 1230315.0 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}} = 3537853.3 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$\begin{aligned}
 [AII.3.42] \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_i}{k} &= 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 3537853.3 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.2464 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6} \\
 &\cdot \left(\frac{\frac{486.0 \cdot 10^3 \text{ J/Kmol}}{171.22 \text{ Kg/Kmol}} \cdot 0.2464 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.1021 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.2464 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{94.403}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow \\
 \Rightarrow h_o &= \left(\frac{0.1021 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{94.403}{\mu_w^{0.14}} = \frac{505.960}{\mu_w^{0.14}} (*)
 \end{aligned}$$

Para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Si se sustituyen en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{700.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{700.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot \frac{1}{h_o}} \cdot (252.9 \text{ }^\circ\text{C} - 190.6 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{62.3 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{545.59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}}$$

y como el fluido interior es el fluido caliente (el residuo), se hará uso de la relación [AII.3.51]:

$$T_w = 252.9 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{62.3 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{545.59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}} (**)$$

Entonces, puede comprobar que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Se llevará a cabo el mismo procedimiento de iteración que el descrito, para el cambiador ICA/D-4, en la etapa 6 del apartado 3.1.2.1.2:

$$\begin{aligned}
 T_{w \text{ sup}} = 252.9 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.1763 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1697.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\
 \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 202.7 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 252.9 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

⇓

$$\begin{aligned}
 T_{w \text{ sup}} = 202.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2289 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1636.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\
 \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 203.1 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 202.7 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

↓

$$T_{w \text{ sup}} = 203.1 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2284 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1637.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 203.1 \text{ } ^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 203.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 1637.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{1637.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 6.11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales \rightarrow keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = R_{so} = 0.002 - 0.003 \text{ h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = R_{so} = 0.0025 \text{ h}\cdot\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(6.11 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 4.40 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 5.65 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 18.33 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}) 10^{-4}} = \\ = 289.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, puede determinarse el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 4150.6 \text{ W} / \text{K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{4150.6 \text{ W} / \text{K}}{U} = \frac{4150.6 \text{ W} / \text{K}}{289.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 14.32 \text{ m}^2$$

7.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{14.32 \text{ m}^2}{26 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 9.201 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t \text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t notablemente superior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

⇒ Partiendo de un valor de $n_t = 90$ (ver tabla AII.3.5), se obtiene los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$v_D = 0.113 \text{ m/s}$$

$$U = 122.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 34.00 \text{ m}^2$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.312 \text{ m} > L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (continuar)}$$

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con el número de tubos inmediatamente superior a 90, es decir, $n_t = 124$:

$$v_D = 0.082 \text{ m/s}$$

$$U = 92.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 45.03 \text{ m}^2$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.068 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 124.

Como se ha presentado previamente, a 124 tubos y una longitud de tubo de 6.068 m le corresponden un área de transferencia de 45.03 m². Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{\text{transf}} = 6.096 \text{ m} \cdot 124 \cdot \pi \cdot 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 45.24 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 92.2 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 45.24 \text{ m}^2 = 4170.0 \text{ W / K} > 4150.6 \text{ W / K}$$

8. Diámetro de la carcasa:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 124} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 15.25 \text{ in} = 387 \text{ mm} = 0.387 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 15.25 \text{ in} = 3.05 \text{ in} = 77 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 77 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_i = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{77 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 801 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

$$\left. \begin{array}{l} D_{c(i)} = 387 \text{ mm} \in (381 - 711 \text{ mm}) \\ P_{pd} = 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.14}} e_{pd} = 1/4 \text{ in} = 6.4 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

$$D_{pd} \approx D_{c(i)} = 0.387 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.097 m.

Número de deflectores (N_{pd})

$$[AII.3.52] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$[AII.3.53] \Rightarrow P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7-1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0064 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.626 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.077 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.2.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/RD-4

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo se tendrá que aportar una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✗ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i)} = 387 \text{ mm} \in (330 - 737 \text{ mm}) \rightarrow t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.54 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l}
 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\
 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\
 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2
 \end{array} \right\} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\
 = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa}$$

✓ Se debe aclarar una consideración ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.387 m, altura que no genera una presión mayor de 0.03 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del cambiador ICA/RD-4 es 192.7 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 192.7 \text{ }^\circ\text{C} + 20 \text{ }^\circ\text{C} = 212.7 \text{ }^\circ\text{C} = 414.9 \text{ }^\circ\text{F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 414.9 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13800 \text{ psi} = 95.15 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.5 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2}\right)}{95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.0 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del cambiador ICA/RD-4 será obtenido a partir del espesor $t_{int}^{min \text{ calc}} = 1.0 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.54] \Rightarrow t_{int}^C = 1.0 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 3.6 \text{ mm} < t_{min} = 9.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{int} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

- $[AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.387 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.406 \text{ m}$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 212.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 0.387 \text{ mm} \rightarrow D = 0.406 \text{ m} \end{array} \right\} t_{aisl} = 127 \text{ mm} = 0.127 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante del cambiador ICA/D-4 es:

$$\bullet [AII.3.56] \Rightarrow D_{aisl\ c} = 0.406\ m + 2 \cdot 0.127\ m = 0.660\ m$$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

$$\circ DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3}\ m$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 305.8\ ^\circ C = 582.4\ ^\circ F \rightarrow T = 600\ ^\circ F \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300\ psi = 119.28 \cdot 10^6\ Pa$$

$$\downarrow [AII.3.57]$$

$$e'_t = 1.472\ mm < e_t = 2.108\ mm$$

Prueba de presión y categoría del intercambiador

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07\ Kg/cm^2 \cdot \frac{16900\ psi}{13800\ psi} = 6.22\ Kg/cm^2 = 6.02\ atm = 610455.86\ Pa$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{650000\ Pa \cdot \left[\left(\frac{0.387\ m}{2} \right) + 0.6 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3}\ m \right]}{9.5 \cdot 10^{-3}\ m} = 13.61\ MPa$$

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000\ psi = 206.84\ MPa$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 13.61\ MPa < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84\ MPa = 186.16\ MPa$$

Categoría del intercambiador

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del cambiador ICA/RD-4:

$$[AII.3.58] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0.719 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 0.719 \text{ m}^3 = 0.790 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_d = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.790 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0.790 \text{ m}^3 = 3.22 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el cambiador ICA/RD-4 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 305.8 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el cambiador ICA/RD-4.

3.1.2.3. Intercambiador líquido-líquido ICA/O

Seguidamente, en relación al dimensionamiento y diseño mecánico de este equipo, se aplicarán de manera directa los pasos básicos expuestos para el cambiador ICA/D-4 en el apartado 3.1.2.1.1 (con ligeras modificaciones) y para el calderín C-1 en el apartado 3.1.1.1.2 (en los intercambiadores líquido-líquido únicamente existe un diámetro de carcasa), respectivamente.

3.1.2.3.1. Dimensionamiento del calentador ICAO

El párrafo anterior se refería a “con ligeras modificaciones” a los tres primeros pasos, que son relativamente diferentes a los del apartado 3.1.2.1.1. Así, únicamente éstos serán indicados con cierto detalle:

1. Definir los fluidos presentes en el intercambio calorífico y la trayectoria de flujo de los mismos:

- * Fluido frío (circulación por los tubos): parafinas líquidas procedentes del cambiador ICA/RD-4 (alimentación a la planta proyectada) –presión aproximada de 2 atm- .
- * Fluido caliente (circulación por la carcasa): aceite térmico (Therminol 66) – presión atmosférica-.

2. Determinar la composición, la temperatura (de entrada y salida) y los caudales molares y másicos de la corriente parafínica, así como el calor absorbido por ésta:

⇒ La composición y los caudales molares y másicos son mostrados, para la corriente parafínica, en las tablas AII.2.2 y AII.2.4 del apartado 2.2.1.

⇒ La temperatura de entrada de la alimentación al calentador ICA/O es, lógicamente, la de salida, de este mismo fluido, del cambiador ICA/RD-4 (del que procede), esto es:

$$t_1 = 192.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con respecto a su temperatura de salida, hay que tener claro que éste es el último equipo de transmisión de calor que actúa sobre la alimentación antes de que ésta se introduzca en la columna Decano. Por tanto, a diferencia de los dos cambiadores anteriores que han precalentado la alimentación, el objetivo del intercambiador ICA/O no es llevarla hasta la máxima temperatura posible, sino hasta una temperatura concreta; exactamente, hasta su temperatura de burbuja (241.9 °C) o a una próxima a ésta que permita tratar la alimentación como un líquido saturado. Como se pudo comprobar en el cálculo de la condición de alimentación del apartado 2.2.3.1, dicha suposición es factible para una temperatura de 240.0 °C. Según esto,

$$t_2 = 240 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ Al existir únicamente un intercambio de calor sensible (no hay cambio de fase), la energía absorbida por F viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_{transf} = Cp_{mF} \cdot F \cdot (t_2 - t_1) \quad [AII.3.61]$$

donde Cp_{mF} es evaluado a la temperatura media (t_m) entre t_1 y t_2 :

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{192.7 \text{ } ^\circ\text{C} + 240.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 216.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 504.3 \text{ KJ / (Kmol} \cdot \text{K)} \cdot 7008.44 \text{ Kmol / día} \cdot (240.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 192.7 \text{ } ^\circ\text{C}) = 167075960.1 \text{ KJ / día} = 6961498.3 \text{ KJ / h} = 1933749.5 \text{ W}$$

3. Establecer las temperaturas de entrada y salida del aceite térmico, y calcular el caudal másico necesario de éste para satisfacer los requerimientos energéticos:

⇒ Como ya se comentó y fue considerado en el dimensionamiento de los calderines, en todos los servicios de calefacción con Therminol 66 en la planta proyectada, dicho fluido presentará una temperatura de 355 °C y experimentará un salto térmico de 25 °C. Así pues,

$$T_1 = 355 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T = 25 \text{ } ^\circ\text{C}} T_2 = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ Para el cálculo del caudal másico de aceite térmico, teniendo en cuenta que el calor absorbido por la corriente parafínica es igual al aportado por el Therminol 66, se empleará la expresión [AII.3.8]:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{355.0^\circ\text{C} + 330.0^\circ\text{C}}{2} = 342.5^\circ\text{C}$$

↓

$$M_o = \frac{6961498.3 \text{ KJ/h}}{2.7329 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}\cdot(355^\circ\text{C} - 330^\circ\text{C})} = 101893.3 \text{ Kg/h}$$

4.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(355.0^\circ\text{C} - 240.0^\circ\text{C}) - (330.0^\circ\text{C} - 192.7^\circ\text{C})}{\ln\left[\frac{(355.0^\circ\text{C} - 240.0^\circ\text{C})}{(330.0^\circ\text{C} - 192.7^\circ\text{C})}\right]} = 125.8^\circ\text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

Las fórmulas para la determinación de P y R varían con respecto a [AII.3.11] y [AII.3.12], respectivamente, ya que en este caso, a diferencia de todos los intercambiadores vistos hasta el momento, el fluido caliente circula por la carcasa y el frío lo hace por los tubos. Por tanto, T y t se intercambian en las expresiones anteriores:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} [AII.3.11'] \text{ y } R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} [AII.3.12']$$

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11'] \Rightarrow P &= \frac{240.0^\circ\text{C} - 192.7^\circ\text{C}}{355.0^\circ\text{C} - 192.7^\circ\text{C}} = 0.291 \\ [AII.3.12'] \Rightarrow R &= \frac{355.0^\circ\text{C} - 330.0^\circ\text{C}}{240.0^\circ\text{C} - 192.7^\circ\text{C}} = 0.529 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.990 > 0.75 - 0.80 \\ &\Downarrow \\ &\text{Empleo adecuado de} \\ &\text{un intercambiador 1-2} \end{aligned}$$

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{6961498.3 \text{ KJ/h}}{0.990 \cdot 125.8^\circ\text{C}} = 55893.8 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 15526.1 \text{ W/K}$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia, sobradamente conocida: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_F = 1 \text{ m/s}$$



Caudal másico de la alimentación por un tubo:

$$F_{\text{másico } t}^* = \rho_F \cdot v_F \cdot S I_t \quad [AII.3.62]$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media de la alimentación.



$$F_{\text{másico } t} = 598.5 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 372.4 \text{ Kg/h}$$



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$n_t = 2 \cdot \frac{F_{\text{másico}}}{F_{\text{másico } t}} \quad [AII.3.63] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{1200.0 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{372.4 \text{ Kg/h}} = 2 \cdot \frac{50000 \text{ Kg/h}}{373.00 \text{ Kg/h}} \approx 269 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 270 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad de la alimentación en el tubo:

$$[AII.3.63] \Rightarrow F_{m\acute{a}sico\ t} = 2 \cdot \frac{50000 \text{ Kg/h}}{270} = 370.4 \text{ Kg/h}$$

↓

$$[AII.3.64] \Rightarrow v_F = \frac{370.4 \text{ Kg/h}}{598.5 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 3580.65 \text{ m/h} = 0.995 \text{ m/s}$$

6.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{598.5 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.995 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.2118 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 41691.4 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{504.3 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{Kmol}\cdot\text{K})}{171.2 \text{ Kg/Kmol}} \right] \cdot 0.2118 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0.0958 \text{ W/m}\cdot\text{K}} = 6.5 \in 1.5 < Pr < 500$$

↓[AII.3.24]

$$Nu = 0.012 \cdot (41691.4^{0.87} - 280) \cdot 6.5^{0.4} = 258.4$$

↓[AII.3.28]

$$h_i = \frac{258.4 \cdot 0.0958 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1669.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 1669.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1299.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{1299.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 7.69 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido se realizará mediante la ecuación [AII.3.42] (las propiedades se evalúan a la temperatura media del aceite térmico). Se calcularán los términos desconocidos de la misma:

Velocidad media ponderada G_e

⇒ Velocidad másica paralela a los tubos G_b :

De la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 270} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 21.25 \text{ in} = 540 \text{ mm} = 0.540 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.44] y [AII.3.45]}$$

$$S_b = 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.540 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 270 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 29.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.46]}$$

$$G_b = \frac{101893.3 \text{ Kg/h}}{29.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 3406530.2 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

⇒ Velocidad másica parpara flujo cruzado G_c :

Separación entre las placas deflectoras (P_{pd}):

• Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 21.25 \text{ in} = 4.25 \text{ in} = 108 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 108 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{108.0 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 816.0 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

↓ [AII.3.47]

$$S_c = 0.8 \text{ m} \cdot 0.540 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 108.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.48]

$$G_c = \frac{101893.3 \text{ Kg} / \text{h}}{108.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 943893.8 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{3406530.2 \text{ Kg} / (\text{m}^2 \cdot \text{h}) \cdot 943893.8 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}} = 1793154.4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$\begin{aligned} [AII.3.42] \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_t}{k} &= 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 1793154.4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6} \\ &\cdot \left(\frac{2.7329 \cdot 10^3 \text{ J} / \text{Kg} \cdot 0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.3342 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{61.594}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow \end{aligned}$$

$$\Rightarrow h_o = \left(\frac{0.0891 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{61.594}{\mu_w^{0.14}} = \frac{288.085}{\mu_w^{0.14}} \quad (*)$$

Para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Si se sustituyen en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{1669.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}}{\frac{1}{1669.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot \frac{1}{h_o}} \cdot (342.5 \text{ }^\circ\text{C} - 216.4 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{126.1 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{1299.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}{h_o}}$$

y como el fluido interior es el fluido frío (alimentación), se hará uso de la relación [AII.3.50]:

$$T_w = 216.4 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{126.1 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{1299.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}{h_o}} \quad (**)$$

Entonces, puede comprobarse que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Se llevará a cabo el mismo procedimiento de iteración que el descrito, para el cambiador ICA/D-4, en la etapa 6 del apartado 3.1.2.1.2:

$$T_{w \text{ sup}} = 216.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.7436 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 789.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 264.0 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 216.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 264.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.5152 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 831.4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 265.6 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 264.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 265.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.5097 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 832.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 265.6 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 265.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 832.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{832.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 12.01 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

De la tabla AII.3.6 (aceite térmico → “quenched oil” -aceite con mayor resistencia de ensuciamiento-):

$$R_{so} = 0.004 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 7.04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(12.01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 7.04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 5.65 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 7.69 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}) \cdot 10^{-4}} = 308.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, es posible determinar el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 15526.1 \text{ W/K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{15526.1 \text{ W/K}}{U} = \frac{15526.1 \text{ W/K}}{308.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 50.31 \text{ m}^2$$

7.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{50.31 \text{ m}^2}{270 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 3.112 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} < L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t notablemente inferior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

⇒ Partiendo de un valor de $n_t = 124$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$v_o = 2.17 \text{ m/s}$
$U = 289.0 \text{ W/m}^2 \cdot K$
$A_{\text{transf}} = 39.91 \text{ m}^2$
$L_{t \text{ calc}} = 5.378 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m}$ (continuar)

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con el número de tubos inmediatamente inferior a 124, es decir, $n_t = 90$:

$$v_o = 2.984 \text{ m/s}$$

$$U = 420.8 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$A_{\text{transf}} = 36.90 \text{ m}^2$$

$$L_{t \text{ calc}} = 6.851 \text{ m} > L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 124.

Como se ha presentado previamente, a 124 tubos y una longitud de tubo de 5.378 m le corresponden un área de transferencia de 39.91 m^2 . Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{transf} = 6.096 \text{ m} \cdot 124 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 45.24 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{transf}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{transf} = 289.0 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 45.24 \text{ m}^2 = 17598.8 \text{ W} / \text{K} > 15526.1 \text{ W} / \text{K}$$

8. Diámetro de la carcasa:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 124} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 15.25 \text{ in} = 387 \text{ mm} = 0.387 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 15.25 \text{ in} = 3.05 \text{ in} = 77 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 77 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$):

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{77.0 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 801 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

$$\left. \begin{array}{l} D_{c(i)} = 387 \text{ mm} \in (381 - 711 \text{ mm}) \\ P_{pd} = 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.14}} e_{pd} = 1/4 \text{ in} = 6.4 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

$$D_{pd} \approx D_{c(i)} = 0.387 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.097 m.

Número de deflectores (N_{pd})

$$[AII.3.52] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$[AII.3.53] \Rightarrow P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7-1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0064 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.626 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.077 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.3.2. Diseño mecánico del cambiador ICA/O

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✱ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i)} = 387 \text{ mm} \in (330 - 737 \text{ mm}) \rightarrow t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$$

- ✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{mín} = 9.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño se realizará aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 1 \text{ atm} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l}
 1) [AII.3.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 1.14 \text{ Kg/cm}^2 \\
 2) [AII.3.73] \Rightarrow 1.03 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 3.03 \text{ Kg/cm}^2 \\
 3) [AII.3.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2
 \end{array} \right\} \begin{array}{l}
 P_D = 3.5 \text{ Kg/cm}^2 = \\
 = 3.39 \text{ atm} = 343232.8 \text{ Pa}
 \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.387 m, altura que no genera una presión mayor de 0.03 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido desprestigiar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del calentador ICA/O es 355.5 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 355.0 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 375.0 \text{ °C} = 707 \text{ °F}$$

✓ Aunque en los datos básicos comunes a todos los equipos de transmisión de calor de carcasa y tubos se comentó que, de manera general, el material de la carcasa sería un acero al carbono SA-283 Gr. C (ver apartado 3.1 –diseño mecánico–), éste es el único caso excepcional. Dado que la temperatura límite de aplicabilidad del acero SA-283 C es 650 °F, y que el uso del aceite térmico es posible que genere en la carcasa temperaturas superiores a ésta, se ha optado por fabricar dicha carcasa con un material similar a éste pero óptimo hasta temperaturas mayores (900 °F), el acero SA-285 C.

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3, para carcasas de SA-285 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 750 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 707 °F),

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp.						
						Tensile	Yield	to 100	200	300				
Carbon Steel (Cont'd) Plates and Sheets														
...	A 285	1	C	(57)(59)	A	55	30	18.3	18.3	17.7				
Basic Allowable Stress <i>S</i> , ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)														
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	Grade	Spec. No.
17.2	16.2	14.8	14.5	14.4	12.0	10.2	8.3	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	C	A 285

TABLA AII.3.15: Tensiones máximas admisibles para metales (III)

la tensión máxima admisible es:

$$S = 12000 \text{ psi} = 82.74 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2}\right)}{2 \cdot 82.74 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.5 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2}\right)}{82.74 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.0 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del calentador ICA/O será obtenido a partir del espesor $t_{\text{int}}^{\text{min calc}} = 1.0 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.54] \Rightarrow t_{\text{int}}^C = 1.0 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 3.5 \text{ mm} < t_{\text{min}} = 9.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{\text{int}} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

$$\bullet [AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.387 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.406 \text{ m}$$

Espesor del aislante

También, se está en disposición de calcular el espesor del termoaislante que cubrirá el calderín. Éste será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 375 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 400 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{nominal}} = 0.387 \text{ mm} \rightarrow D = 0.406 \text{ m} \end{array} \right\} t_{\text{aisl}} = 178 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante del calentador ICA/O es:

$$\bullet [AII.3.56] \Rightarrow D_{\text{aisl c}} = 0.406 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 0.762 \text{ m}$$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

$$\circ DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$T_D = T_{\text{máx}} = 355 \text{ }^\circ\text{C} = 671 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 700 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 16500 \text{ psi} = 113.76 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\downarrow [AII.3.57]$$

$$e'_t = 1.462 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

Prueba de presión y categoría del intercambiadorPrueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{18300 \text{ psi}}{12000 \text{ psi}} = 6.67 \text{ Kg/cm}^2 = 6.46 \text{ atm} = 654287.43 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 700000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{700000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.387 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 14.63 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.3.15 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 14.63 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del intercambiador

\Rightarrow Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del calentador ICA/O:

$$[AII.3.58] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.387 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0.719 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 0.719 \text{ m}^3 = 0.790 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 3.05 \text{ Kg} / \text{cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.790 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 3.05 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot 0.790 \text{ m}^3 = 2.41 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el calentador ICA/O trabaja con parafinas lineales y Therminol 66 (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 355.0 °C (en el lado de la carcasa). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el calentador ICA/O.

3.1.2.4. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-1

Seguidamente, en relación al dimensionamiento y diseño mecánico de este equipo, se aplicarán de manera directa los pasos básicos expuestos para el cambiador ICA/D-4 en el apartado 3.1.2.1.1 (con ligeras modificaciones) y para el calderín C-1 en el apartado 3.1.1.1.2 (en los intercambiadores líquido-líquido únicamente existe un diámetro de carcasa), respectivamente.

3.1.2.4.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-1

El párrafo anterior se refería a “con ligeras modificaciones” a los tres primeros pasos, que son relativamente diferentes a los del apartado 3.1.2.1.1, y prácticamente coincidentes con los expuestos para el último intercambiador (ICA/O) en el apartado 3.1.2.3.1 –se emplea agua de refrigeración en lugar de aceite térmico → etapa de enfriamiento-. Aún así, cualquier detalle diferente será debidamente comentado:

1.

- * Fluido frío (circulación por la carcasa): agua de refrigeración –presión atmosférica-.
- * Fluido caliente (circulación por los tubos): destilado de parafinas líquidas procedentes de la columna Decano –presión aproximada de 2 atm-.

2.

⇒ La composición y los caudales molares y máscos son mostrados, para la corriente parafínica, en las tablas AII.2.3 y AII.2.4 del apartado 2.2.1.

⇒ La temperatura de entrada del destilado al calentador ICW/D-1 es, lógicamente, la de salida, de este mismo fluido, de la columna CD-1 (de la que procede), esto es:

$$T_1 = 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con respecto a su temperatura de salida, hay que tener claro que la función de este equipo es acondicionar térmicamente el destilado para su almacenamiento, el cual debe realizarse a una temperatura inferior a la de inflamabilidad de la mezcla; así, como ya se comentó en la memoria, el criterio seleccionado, de manera general, teniendo en

cuenta la naturaleza de las sustancias que se tratan en la planta, es acumularlas a una temperatura de 60°C; sin embargo, en el caso particular del destilado de la columna Decano, el flash point es de 47.6 °C, por lo que se ha decidido aplicar un margen de seguridad del 10 % (además, la mezcla se enfría progresivamente en el depósito de almacenamiento; éste no está aislado térmicamente). Según esto,

$$T_2 = 0.9 \cdot T_{FP} = 0.9 \cdot 47.6 \text{ } ^\circ\text{C} = 42.8 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 42 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{FP} = 47.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ El calor retirado a la corriente D viene dado por la expresión [AII.3.38]:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{204.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 42.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 123.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 370.4 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 163.39 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 42.0 \text{ } ^\circ\text{C}) = 9803222.1 \text{ KJ} / \text{día} = 408507.7 \text{ KJ} / \text{h} = 113463.2 \text{ W}$$

3.

⇒ Para todos los servicios de refrigeración en la planta proyectada en los que intervenga el agua, ésta presentará una temperatura de 20 °C. Según indica la experiencia, para este tipo de agente refrigerante es recomendable un salto térmico próximo a los 15 °C. Entonces, si se considera dicho valor, resulta que:

$$t_1 = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T = 15 \text{ } ^\circ\text{C}} t_2 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ Para el cálculo del caudal másico de agua de refrigeración, teniendo en cuenta que el calor absorbido por esta corriente es igual al cedido por la corriente parafínica, se empleará la siguiente expresión:

$$Q_{int} = Cp_{Ag} \cdot M_{Ag} \cdot (t_2 - t_1) \Rightarrow M_{Ag} = \frac{Q_{int}}{Cp_{Ag} \cdot (t_2 - t_1)} \quad [\text{AII.3.64}]$$

donde Cp_{Ag} es evaluado a la temperatura media (t_m) entre t_1 y t_2 :

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{20.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 35.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 27.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$M_{Ag} = \frac{408507.7 \text{ KJ} / \text{h}}{4.1815 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (35.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 20.0 \text{ } ^\circ\text{C})} = 6512.3 \text{ Kg} / \text{h}$$

4.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 35.0 \text{ } ^\circ\text{C}) - (42.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 20.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 35.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{(42.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 20.0 \text{ } ^\circ\text{C})} \right]} = 72.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

Nuevamente, se volverán a emplear para la determinación de P y R las fórmulas [AII.3.11] y [AII.3.12], respectivamente (fluido caliente por tubos y fluido frío por carcasa):

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{42.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{20.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0.880 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{20.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 35.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{42.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0.093 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.900 > 0.75 - 0.80$$

↓

Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{408507.7 \text{ KJ/h}}{0.900 \cdot 72.1 \text{ } ^\circ\text{C}} = 6294.8 \text{ KJ/h} \cdot \text{K} = 1748.6 \text{ W/K}$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia, sobradamente conocida: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El

proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_D = 1 \text{ m/s}$$



Caudal másico del destilado por un tubo:

$$[AII.3.40] \Rightarrow D_{\text{másico } t}^* = 648.00 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 403.1 \text{ Kg/h}$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del destilado.



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$[AII.3.41] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{403.1 \text{ Kg/h}} = 2 \cdot \frac{970.4 \text{ Kg/h}}{403.1 \text{ Kg/h}} \approx 5 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 26 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del destilado en el tubo:

$$[AII.3.41] \Rightarrow D_{\text{másico } t} = 2 \cdot \frac{970.4 \text{ Kg/h}}{26} = 74.67 \text{ Kg/h}$$



$$[AII.3.40] \Rightarrow v_D = \frac{74.67 \text{ Kg/h}}{648.0 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 666.82 \text{ m/h} = 0.185 \text{ m/s}$$

6.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{648.0 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.185 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.3032 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 5871.4 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{370.4 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{Kmol}\cdot\text{K})}{142.6 \text{ Kg/Kmol}} \right] \cdot 0.3032 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0.1111 \text{ W/m}\cdot\text{K}} = 7.1 \in 1.5 < Pr < 500$$

$$\downarrow [AII.3.24]$$

$$Nu = 0.012 \cdot (5871.4^{0.87} - 280) \cdot 7.1^{0.4} = 42.6$$

$$\downarrow [AII.3.28]$$

$$h_i = \frac{42.6 \cdot 0.1111 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 318.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 318.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 248.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]} \rightarrow$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{248.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 40.3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido será realizada mediante la ecuación [AII.3.42] (las propiedades se evalúan a la temperatura media del agua de refrigeración). Se calcularán los términos desconocidos de la misma:

Velocidad media ponderada G_e

\Rightarrow Velocidad másica paralela a los tubos G_b :

De la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 26} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 8 \text{ in} = 203 \text{ mm} = 0.203 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} & \downarrow [AII.3.44] \text{ y } [AII.3.45] \\ S_b &= 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.203 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 26 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \\ & \downarrow [AII.3.46] \\ G_b &= \frac{6512.3 \text{ Kg/h}}{4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 1325035.7 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h} \end{aligned}$$

⇒ Velocidad másica parpara flujo cruzado G_c :

Separación entre las placas deflectoras (P_{pd}):

• Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{aligned} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} &= (1/5) \cdot 8 \text{ in} = 1.6 \text{ in} = 41 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} &= 51 \text{ mm} \end{aligned} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

• Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{aligned} DO_t &= 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} & \downarrow [AII.3.47] \\ S_c &= 0.8 \text{ m} \cdot 0.203 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\downarrow \quad [AII.3.48]$$

$$G_c = \frac{6512.3 \text{ Kg/h}}{40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 160243.5 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{1325035.7 \text{ Kg/(m}^2 \cdot \text{h)} + 160243.5 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}} = 460791.1 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$[AII.3.42] \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_t}{k} = 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 460791.1 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6}$$

$$\cdot \left(\frac{4.1815 \cdot 10^3 \text{ J/Kg} \cdot 0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.6119 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.8445 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{14.972}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_o = \left(\frac{0.6119 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{14.972}{\mu_w^{0.14}} = \frac{480.912}{\mu_w^{0.14}} (*)$$

Para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Si se sustituye en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{318.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{318.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot \frac{1}{h_o}} \cdot (123.0 \text{ }^\circ\text{C} - 27.5 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{95.5 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{248.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}}$$

y como el fluido interior es el fluido caliente (destilado), se hará uso de la relación [AII.3.51]:

$$T_w = 123.0 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{95.5 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{248.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}} (**)$$

Entonces, puede comprobarse que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Se llevará a cabo el mismo procedimiento de iteración que el descrito, para el cambiador ICA/D-4, en la etapa 6 del apartado 3.1.2.1.2 (en lugar de comenzar la iteración con una temperatura de 123.0 °C, a la que el agua está en estado vapor, se hará a 100 °C):

$$T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2838 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1509.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 41.0 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$T_{w \text{ sup}} = 41.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6441 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1345.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 41.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$T_{w \text{ sup}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6274 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1350.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 42.3 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$T_{w \text{ sup}} = 42.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6286 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1350.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 42.3 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 42.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 1350.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{1350.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 7.41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h}\cdot\text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h}\cdot\text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

El factor de resistencia del ensuciamiento del agua será tomado de la tabla de las normas TEMA (8ª edición) que se adjunta en la página siguiente:

Temperature Of Heating Medium	Up To 240° F	
Temperature Of Water	125 ° F	
	Water Velocity Ft/Sec	
	3 and Less	Over 3
Sea Water	0.0005	0.0005
Brackish Water	0.002	0.001
Cooling Tower And Artificial Spray Pond:		
Treated Make Up	0.001	0.001
Untreated	0.003	0.003
City Or Well Water	0.001	0.001
River Water:		
Minimum	0.002	0.001
Average	0.003	0.002
Muddy Or Silty	0.003	0.002
Hard (Over 15 Grains/Gal.)	0.003	0.003
Engine Jacket	0.001	0.001
Distilled Or Closed Cycle		
Condensate	0.0005	0.0005
Treated Boiler Feedwater	0.001	0.0005
Boiler Blowdown	0.002	0.002

TABLA AII.3.16: Resistencias de ensuciamiento ($h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / Btu$) para fluidos industriales (III)

Se considerará el correspondiente a “cooling tower and artificial spray pond, untreated” (agua de refrigeración con mayor resistencia) a 125 °F:

$$R_{so} = 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 5.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(7.41 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 5.28 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 5.65 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 40.3 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}) \cdot 10^{-4}} = 170.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, es posible determinar el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 1748.6 \text{ W / K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{1748.6 \text{ W / K}}{U} = \frac{1748.6 \text{ W / K}}{170.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} = 10.25 \text{ m}^2$$

7.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{10.25 \text{ m}^2}{26 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 6.590 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t \text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con el valor de n_t inmediatamente superior, dada la proximidad entre ambas longitudes.

⇒ Así, si se parte de un valor de $n_t = 52$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$v_D = 0.093 \text{ m / s}$
$U = 94.48 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$
$A_{transf} = 18.51 \text{ m}^2$
$L_{t \text{ calc}} = 5.947 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m}$ (fin)

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 52.

Como se ha presentado previamente, a 52 tubos y una longitud de tubo de 5.947 m le corresponden un área de transferencia de 18.51 m². Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{transf} = 6.096 \text{ m} \cdot 52 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 18.97 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 94.48 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot 18.97 \text{ m}^2 = 1792.3 \text{ W} / \text{K} > 1748.6 \text{ W} / \text{K}$$

8. Diámetro de la carcasa:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 52} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 10 \text{ in} = 254 \text{ mm} = 0.254 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 10 \text{ in} = 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

$$\left. \begin{array}{l} D_{c(i)} = 254 \text{ mm} \in (152 - 356 \text{ mm}) \\ P_{pd} = 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.14}} e_{pd} = 3/16 \text{ in} = 4.8 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

$$D_{pd} \approx D_{c(i)} = 0.254 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.063 m.

Número de deflectores (N_{pd})

$$[AII.3.52] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$[AII.3.53] \Rightarrow P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7-1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0048 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.631 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.051 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.4.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-1

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✱ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

Tabla II.3.8 → $D_{c(i)} = 254 \text{ mm} \in (203 - 305 \text{ mm}) \rightarrow \text{no impone espesor mínimo}$

- ✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 7.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 1 \text{ atm} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.3.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 1.14 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.3.73] \Rightarrow 1.03 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 3.03 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.3.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} P_D = 3.5 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.39 \text{ atm} = 343232.8 \text{ Pa}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.254 m, altura que no genera una presión mayor de 0.02 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del enfriador ICW/D-1 es 35.0 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 35.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 55.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 131 \text{ } ^\circ\text{F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 131 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 16100 \text{ } psi = 111.01 \text{ } MPa$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ } Pa \cdot \left(\frac{0.254 \text{ } m}{2} \right)}{2 \cdot 111.01 \cdot 10^6 \text{ } Pa \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 343232.8 \text{ } Pa} = 0.2 \cdot 10^{-3} \text{ } m = 0.2 \text{ } mm$$

• Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ } Pa \cdot \left(\frac{0.254 \text{ } m}{2} \right)}{111.01 \cdot 10^6 \text{ } Pa \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 343232.8 \text{ } Pa} = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ } m = 0.5 \text{ } mm$$

Por consiguiente, el espesor del enfriador ICW/D-1 será obtenido a partir del espesor $t_{int}^{min\ calc} = 0.5\ mm$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.54] \Rightarrow t_{int}^C = 0.5\ mm + 2.5\ mm = 3.0\ mm < t_{min} = 7.5\ mm$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 7.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{int} = 7.9\ mm$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

$$\bullet [AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.254\ m + 2 \cdot 7.9 \cdot 10^{-3}\ m = 0.270\ m$$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

$$\circ DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3}\ m$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 204.0\ ^\circ C = 399.2\ ^\circ F \rightarrow T = 400\ ^\circ F \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000\ psi = 137.90 \cdot 10^6\ Pa$$

$$\downarrow [AII.3.57]$$

$$e'_t = 1.469\ mm < e_t = 2.108\ mm$$

Prueba de presión y categoría del intercambiador

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 3.5\ Kg/cm^2 \cdot \frac{16900\ psi}{16100\ psi} = 4.59\ Kg/cm^2 = 4.44\ atm = 450359.74\ Pa$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 500000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{500000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 8.30 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 8.30 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del intercambiador

\Rightarrow Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del enfriador ICW/D-1:

$$[AII.3.58] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0.309 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 0.309 \text{ m}^3 = 0.340 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 3.05 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.340 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 3.05 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0.340 \text{ m}^3 = 1.04 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el enfriador ICW/D-1 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 204.0 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el enfriador ICW/D-1.

3.1.2.5. Intercambiador líquido-líquido ICW/D-4

Todo lo aplicado tanto en el dimensionamiento como en el diseño mecánico del intercambiador ICW/D-1 es extrapolable a este equipo.

3.1.2.5.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/D-4

1.

- × Fluido frío (circulación por la carcasa): agua de refrigeración –presión atmosférica-.
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): destilado de parafinas líquidas procedente, originalmente, de la columna Splitter y, en última instancia, del cambiador ICA/D-4–presión aproximada de 2 atm-.

2.

⇒ La composición y los caudales molares y másicos son mostrados, para la corriente parafínica, en las tablas AII.2.49 y AII.2.50 del apartado 2.4.1.

⇒ La temperatura de entrada del destilado al calentador ICW/D-4 es, lógicamente, la de salida, de este mismo fluido, del cambiador ICA/D-4 (de la que procede), esto es:

$$T_1 = 195.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con respecto a su temperatura de salida, hay que tener claro que la función de este equipo es acondicionar térmicamente el destilado para su almacenamiento, el cual debe realizarse a una temperatura inferior a la de inflamabilidad de la mezcla; así, tal y como se ha citado en determinados apartados, el criterio seleccionado, de manera general, teniendo en cuenta la naturaleza de las sustancias que se tratan en la planta, es acumularlas a una temperatura de 60°C. Según esto,

$$T_2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{FP} = 101.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ El calor retirado a la corriente D viene dado por la expresión [AII.3.38]:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{195.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 127.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 508.3 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 829.61 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (195.0^\circ\text{C} - 60.0^\circ\text{C}) = 56927950.2 \text{ KJ} / \text{día} = 2371997.9 \text{ KJ} / \text{h} = 658888.3 \text{ W}$$

3.

⇒ Temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración:

$$t_1 = 20^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T=15^\circ\text{C}} t_2 = 35^\circ\text{C}$$

⇒ Caudal másico del agua de refrigeración:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{20.0^\circ\text{C} + 35.0^\circ\text{C}}{2} = 27.5^\circ\text{C}$$

↓ [AII.3.64]

$$M_{Ag} = \frac{2371997.9 \text{ KJ} / \text{h}}{4.1815 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (35.0^\circ\text{C} - 20.0^\circ\text{C})} = 37817.3 \text{ Kg} / \text{h}$$

4.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(195.0^\circ\text{C} - 35.0^\circ\text{C}) - (60.0^\circ\text{C} - 20.0^\circ\text{C})}{\text{Ln} \left[\frac{(195.0^\circ\text{C} - 35.0^\circ\text{C})}{(60.0^\circ\text{C} - 20.0^\circ\text{C})} \right]} = 86.6^\circ\text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{60.0^\circ\text{C} - 195.0^\circ\text{C}}{20.0^\circ\text{C} - 195.0^\circ\text{C}} = 0.771 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{20.0^\circ\text{C} - 35.0^\circ\text{C}}{60.0^\circ\text{C} - 195.0^\circ\text{C}} = 0.111 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.950 > 0.75 - 0.80$$

Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{2371997.9 \text{ KJ/h}}{0.950 \cdot 86.6 \text{ }^\circ\text{C}} = 28844.6 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 8012.4 \text{ W/K}$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia, sobradamente conocida: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_D = 1 \text{ m/s}$$



Caudal másico del destilado por un tubo:

$$[AII.3.40] \Rightarrow D_{\text{másico } t}^* = 683.7 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 425.4 \text{ Kg/h}$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del destilado.



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$[AII.3.41] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{164.6 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{425.4 \text{ Kg/h}} = 2 \cdot \frac{6858.3 \text{ Kg/h}}{425.4 \text{ Kg/h}} \approx 33 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 52 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del destilado en el tubo:

$$[AII.3.41] \Rightarrow D_{máscota} = 2 \cdot \frac{6858.3 \text{ Kg/h}}{52} = 263.79 \text{ Kg/h}$$

↓

$$[AII.3.40] \Rightarrow v_D = \frac{263.79 \text{ Kg/h}}{683.7 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 2232.44 \text{ m/h} = 0.620 \text{ m/s}$$

6.

Coeficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{683.7 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.620 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.5122 \text{ mPa}\cdot\text{s}/1000} = 12278.5 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{508.3 \cdot 10^3 \text{ J/(Kmol}\cdot\text{K)}}{198.4 \text{ Kg/Kmol}} \right] \cdot 0.5122 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0.1214 \text{ W/m}\cdot\text{K}} = 10.8 \in 1.5 < Pr < 500$$

$$\downarrow [AII.3.24]$$

$$Nu = 0.012 \cdot (12278.5^{0.87} - 280) \cdot 10.8^{0.4} = 103.6$$

$$\downarrow [AII.3.28]$$

$$h_i = \frac{103.6 \cdot 0.1214 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 847.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 847.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 659.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{659.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 15.2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coeficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido será realizada mediante la ecuación [AII.3.42] (las propiedades se evalúan a la temperatura media del agua de refrigeración). Se calcularán los términos desconocidos de la misma:

Velocidad media ponderada G_e

⇒ Velocidad másica paralela a los tubos G_b :

De la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 52} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 10 \text{ in} = 254 \text{ mm} = 0.254 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.44] y [AII.3.45]}$$

$$S_b = 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.254 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 52 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 7.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.46]}$$

$$G_b = \frac{37817.3 \text{ Kg/h}}{7.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 5359674.6 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

⇒ Velocidad másica parpara flujo cruzado G_c :

Separación entre las placas deflectoras (P_{pd}):

• Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 10 \text{ in} = 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.47]}$$

$$S_c = 0.8 \text{ m} \cdot 0.254 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.48]}$$

$$G_c = \frac{37817.3 \text{ Kg/h}}{50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 744435.8 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{5359674.6 \text{ Kg/(m}^2 \cdot \text{h)} \cdot 744435.8 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}} = 1997481.8 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$\begin{aligned} \text{[AII.3.42]} \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_t}{k} &= 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 1997481.8 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6} \\ &\cdot \left(\frac{4.1815 \cdot 10^3 \text{ J/Kg} \cdot 0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.6119 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.8445 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{36.097}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow \end{aligned}$$

$$\Rightarrow h_o = \left(\frac{0.6119 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{36.097}{\mu_w^{0.14}} = \frac{1159.462}{\mu_w^{0.14}} \quad (*)$$

Para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Si se sustituyen en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{847.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{847.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot \frac{1}{h_o}} \cdot (127.5 \text{ }^\circ\text{C} - 27.5 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{100.0 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{659.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}}$$

y como el fluido interior es el fluido caliente (destilado), se hará uso de la relación [AII.3.51]:

$$T_w = 127.5 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{100.0 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{659.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}} \quad (**)$$

Entonces, puede comprobarse que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Se llevará a cabo el mismo procedimiento de iteración que el descrito, para el cambiador ICA/D-4, en la etapa 6 del apartado 3.1.2.1.2 (en lugar de comenzar la iteración con una temperatura de 127.5 °C, a la que el agua está en estado vapor, se hará a 100 °C):

$$T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2838 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 3638.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 42.9 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 42.9 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6216 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 3260.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 44.3 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 42.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 44.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6056 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 3272.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 44.3 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 44.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 3272.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{3272.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 3.06 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

De la tabla AII.3.16 (agua de refrigeración → “cooling tower and artificial spray pond, untreated” - agua de refrigeración con mayor resistencia-, a 125 °F):

$$R_{so} = 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} = 5.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(3.06 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 5.28 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 5.65 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + 15.2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}) \cdot 10^{-4}} = 343.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, es posible determinar el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 8012.4 \text{ W/K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{8012.4 \text{ W/K}}{U} = \frac{8012.4 \text{ W/K}}{343.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 23.35 \text{ m}^2$$

7.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{23.35 \text{ m}^2}{52 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.504 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t\text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con un valor de n_t considerablemente superior, dada la diferencia entre ambas longitudes.

⇒ Así, si se parte de un valor de $n_t = 90$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$\begin{aligned} v_D &= 0.358 \text{ m/s} \\ U &= 245.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\ A_{\text{transf}} &= 32.57 \text{ m}^2 \\ L_{t\text{ calc}} &= 6.050 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)} \end{aligned}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 90.

Como se ha presentado previamente, a 90 tubos y una longitud de tubo de 6.050 m le corresponden un área de transferencia de 32.57 m^2 . Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{\text{transf}} = 6.096 \text{ m} \cdot 90 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 32.83 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 245.9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 32.83 \text{ m}^2 = 8073.4 \text{ W/K} > 8012.4 \text{ W/K}$$

8. Diámetro de la carcasa:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 90} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 13.25 \text{ in} = 337 \text{ mm} = 0.337 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 13.25 \text{ in} = 2.65 \text{ in} = 67 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 67 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{67 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 796 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

$$\left. \begin{array}{l} D_{c(i)} = 337 \text{ mm} \in (152 - 356 \text{ mm}) \\ P_{pd} = 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.14}} e_{pd} = 3/16 \text{ in} = 4.8 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

$$D_{pd} \approx D_{c(i)} = 0.337 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.084 m.

Número de deflectores (N_{pd})

$$[AII.3.52] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$[AII.3.53] \Rightarrow P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7-1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0048 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.631 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.067 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.5.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/D-4

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

\Rightarrow *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

✖ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

✘ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

$$\text{Tabla AII.3.8} \rightarrow D_{c(i)} = 337 \text{ mm} \in (330 - 737 \text{ mm}) \rightarrow t_{\min} = 9.5 \text{ mm}$$

✘ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 9.5 \text{ mm}$.

\Rightarrow Presión de Diseño (P_D):

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 1 \text{ atm} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.3.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 1.14 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.3.73] \Rightarrow 1.03 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 3.03 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.3.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 3.5 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.39 \text{ atm} = 343232.8 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.3366 m, altura que no genera una presión mayor de 0.03 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

\Rightarrow Temperatura de Diseño (T_D):

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del enfriador ICW/D-4 es 35.0 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 35.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 55.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 131 \text{ } ^\circ\text{F}$$

⇒ Tensión máxima admisible (S):

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 131 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 16100 \text{ psi} = 111.01 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

• Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.337 \text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 111.01 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.3 \text{ mm}$$

• Circunferencial:

$$[] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.337 \text{ m}}{2} \right)}{111.01 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 0.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.7 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del enfriador ICW/D-4 será obtenido a partir del espesor $t_{\text{int}}^{\text{mín calc}} = 0.7 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.54] \Rightarrow t_{\text{int}}^{\text{C}} = 0.7 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 3.2 \text{ mm} < t_{\text{mín}} = 9.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 9.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{\text{int}} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

$$\bullet [AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.337 \text{ m} + 2.9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.356 \text{ m}$$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

$$\circ DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 195.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 383.0 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\downarrow [AII.3.57]$$

$$e'_t = 1.469 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

Prueba de presión y categoría del intercambiador

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{16100 \text{ psi}} = 4.59 \text{ Kg/cm}^2 = 4.44 \text{ atm} = 450359.74 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 500000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.3.36] \Rightarrow S \cdot E = \frac{500000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.337 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 9.13 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 9.13 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del intercambiador

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del enfriador ICW/D-4:

$$[AII.3.58] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.337 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0.542 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 0.542 \text{ m}^3 = 0.597 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_d = 3.05 \text{ Kg} / \text{cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.597 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 3.05 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot 0.597 \text{ m}^3 = 1.82 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el enfriador ICW/D-4 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 195.0 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el enfriador ICW/D-4.

3.1.2.6. Intercambiador líquido-líquido ICW/RD-4

Todo lo aplicado tanto en el dimensionamiento como en el diseño mecánico del intercambiador ICW/D-1 es extrapolable a este equipo.

3.1.2.6.1. Dimensionamiento del refrigerador ICW/RD-4

1.

- * Fluido frío (circulación por la carcasa): agua de refrigeración –presión atmosférica-.
- * Fluido caliente (circulación por los tubos): residuo de parafinas líquidas procedente, originalmente, de la columna Splitter y, en última instancia, del cambiador ICA/RD-4 –presión aproximada de 2 atm-.

2.

⇒ La composición y los caudales molares y másicos son mostrados, para la corriente parafínica, en las tablas AII.2.49 y AII.2.50 del apartado 2.4.1.

⇒ La temperatura de entrada del residuo al calentador ICW/RD-4 es, lógicamente, la de salida, de este mismo fluido, del cambiador ICA/RD-4 (de la que procede), esto es:

$$T_1 = 200.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con respecto a su temperatura de salida, hay que tener claro que la función de este equipo es acondicionar térmicamente el residuo para su almacenamiento, el cual debe realizarse a una temperatura inferior a la de inflamabilidad de la mezcla; así, tal y como se ha citado en determinados apartados, el criterio seleccionado, de manera general, teniendo en cuenta la naturaleza de las sustancias que se tratan en la planta, es acumularlas a una temperatura de 60 °C. Según esto,

$$T_2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{FP} = 114.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇒ El calor retirado a la corriente W viene dado por la expresión [AII.3.38] (referida a W en lugar de D):

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{200.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 130.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$Q_{transf} = 551.5 \text{ KJ} / (\text{Kmol} \cdot \text{K}) \cdot 213.88 \text{ Kmol} / \text{día} \cdot (200.0^\circ \text{C} - 60.0^\circ \text{C}) = 16514919.9 \text{ KJ} / \text{día} = 688121.7 \text{ KJ} / \text{h} = 191144.9 \text{ W}$$

3.

⇒ Temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración:

$$t_1 = 20^\circ \text{C} \xrightarrow{\Delta T = 15^\circ \text{C}} t_2 = 35^\circ \text{C}$$

⇒ Caudal másico del agua de refrigeración:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{20.0^\circ \text{C} + 35.0^\circ \text{C}}{2} = 27.5^\circ \text{C}$$

↓ [AII.3.64]

$$M_{Ag} = \frac{688121.7 \text{ KJ} / \text{h}}{4.1815 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (35.0^\circ \text{C} - 20.0^\circ \text{C})} = 10970.9 \text{ Kg} / \text{h}$$

4.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(200.0^\circ \text{C} - 35.0^\circ \text{C}) - (60.0^\circ \text{C} - 20.0^\circ \text{C})}{\ln \left[\frac{(200.0^\circ \text{C} - 35.0^\circ \text{C})}{(60.0^\circ \text{C} - 20.0^\circ \text{C})} \right]} = 88.2^\circ \text{C}$$

F_T (verificación del empleo de intercambiadores 1-2)

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{60.0^\circ \text{C} - 200.0^\circ \text{C}}{20.0^\circ \text{C} - 200.0^\circ \text{C}} = 0.778 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{20.0^\circ \text{C} - 35.0^\circ \text{C}}{60.0^\circ \text{C} - 200.0^\circ \text{C}} = 0.107 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.4}} F_T \approx 0.955 > 0.75 - 0.80$$

↓
Empleo adecuado de un intercambiador 1-2

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{688121.7 \text{ KJ} / h}{0.955 \cdot 88.2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 8168.5 \text{ KJ} / h \cdot K = 2269.0 \text{ W} / K$$

Llegado este punto se seguirá la siguiente estrategia, sobradamente conocida: se supondrá un número de tubos (n_t) y, a partir de éste, se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor. Conocido este coeficiente y el producto $U \cdot A$, es posible determinar el área total de intercambio de calor y, consiguientemente, la longitud de los tubos. Finalmente, se comprobará la concordancia entre la longitud de tubos calculada ($L_{t \text{ calc}}$) y la real ($L_t = 6.096 \text{ m}$). De manera general, si $L_{t \text{ calc}} > L_t$ o $L_{t \text{ calc}} < L_t$, se repetirá el procedimiento con un valor de n_t superior o inferior al supuesto, respectivamente. El proceso de iteración finalizará cuando se determine el número de tubos que dé lugar a la longitud de tubos de mayor proximidad e inferior a la real:

5.

- ✓ Indicar que el número de tubos seleccionado estará restringido por la velocidad que resulte a través de los mismos únicamente cuando ésta sea notablemente superior a 2.4 m/s, ya que se pueden ocasionar graves problemas de corrosión y erosión.

$$v_w = 1 \text{ m} / s$$



Caudal másico del residuo por un tubo:

$$[AII.3.59] \Rightarrow W_{m\acute{a}sico}^* = 690.1 \text{ Kg} / m^3 \cdot 1 \text{ m} / s \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 429.3 \text{ Kg} / h$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del residuo.



Número de tubos totales (2 pasos por el lado de los tubos):

$$[AII.3.60] \Rightarrow n_t = 2 \cdot \frac{45.75 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ h}}}{429.3 \text{ Kg} / h} = 2 \cdot \frac{1906.3 \text{ Kg} / h}{429.3 \text{ Kg} / h} \approx 9 \text{ tubos}$$



$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_t = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} n_t = 26 \text{ tubos}$$

siendo la nueva velocidad del residuo en el tubo:

$$[AII.3.60] \Rightarrow W_{\text{máscico } t} = 2 \cdot \frac{1906.3 \text{ Kg/h}}{26} = 146.63 \text{ Kg/h}$$

↓

$$[AII.3.59] \Rightarrow v_D = \frac{146.63 \text{ Kg/h}}{690.1 \text{ Kg/m}^3 \cdot 172.82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 1229.55 \text{ m/h} = 0.342 \text{ m/s}$$

6.

Coefficiente de convección interno

$$[AII.3.26] \Rightarrow Re = \frac{690.1 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.342 \text{ m/s} \cdot 14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.5803 \text{ mPa}\cdot\text{s} / 1000} = 6024.5 \in 3000 < Re < 10^6$$

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{\left[\frac{551.5 \cdot 10^3 \text{ J/(Kmol}\cdot\text{K)}}{213.9 \text{ Kg/Kmol}} \right] \cdot 0.5803 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0.1229 \text{ W/m}\cdot\text{K}} = 12.2 \in 1.5 < Pr < 500$$

↓[AII.3.24]

$$Nu = 0.012 \cdot (6024.5^{0.87} - 280) \cdot 12.2^{0.4} = 54.2$$

↓[AII.3.28]

$$h_i = \frac{54.2 \cdot 0.1229 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 449.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Finalmente, si se refiere h_i a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.18] \Rightarrow h_{io} = 449.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 349.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{[AII.3.19]}$$

$$\xrightarrow{[AII.3.19]} R_{io} = \frac{1}{349.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 28.6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coeficiente de convección externo

La predicción del coeficiente de convección del lado de la carcasa para un fluido en estado líquido se realizará mediante la ecuación [AII.3.42] (las propiedades se evalúan a la temperatura media del agua de refrigeración). Se calcularán los términos desconocidos de la misma:

Velocidad media ponderada G_e

⇒ Velocidad másica paralela a los tubos G_b :

De la tabla AII.3.5:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Disposición cuadrada} \\ DO_i = 3/4'' \\ \text{número de pasos : 2} \\ \text{número de tubos : 26} \end{array} \right\} D_{c(i)} = 8 \text{ in} = 203 \text{ mm} = 0.203 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.44] y [AII.3.45]}$$

$$S_b = 0.1955 \cdot \frac{\pi \cdot (0.203 \text{ m})^2}{4} - 0.1955 \cdot 26 \cdot \frac{\pi \cdot (19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \text{ [AII.3.46]}$$

$$G_b = \frac{10970.9 \text{ Kg/h}}{4.91 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 2232210.8 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

⇒ Velocidad másica parpara flujo cruzado G_c :

Separación entre las placas deflectoras (P_{pd}):

• Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 8 \text{ in} = 1.6 \text{ in} = 41 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_t = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

$$\downarrow \quad [\text{AII.3.47}]$$

$$S_c = 0.8 \text{ m} \cdot 0.203 \text{ m} \cdot \left(1 - \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) = 40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\downarrow \quad [\text{AII.3.48}]$$

$$G_c = \frac{10970.9 \text{ Kg/h}}{40.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 269953.0 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Conocidos G_b y G_c , se determina G_e mediante la expresión [AII.3.43]:

$$G_e = \sqrt{2232210.8 \text{ Kg/(m}^2 \cdot \text{h)} \cdot 269953.0 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}} = 776268.0 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente de convección externo:

$$\begin{aligned} [\text{AII.3.42}] \Rightarrow \frac{h_o \cdot DO_t}{k} &= 0.2 \cdot \left(\frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 776268.0 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right)^{0.6} \\ &\cdot \left(\frac{4.1815 \cdot 10^3 \text{ J/Kg} \cdot 0.8454 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.6119 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{0.8445 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{\mu_w} \right)^{0.14} = \frac{20.474}{\mu_w^{0.14}} \Rightarrow \\ \Rightarrow h_o &= \left(\frac{0.6119 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot \frac{20.474}{\mu_w^{0.14}} = \frac{657.640}{\mu_w^{0.14}} (*) \end{aligned}$$

Para evaluar μ_w es preciso encontrar la temperatura T_w . Si se sustituyen en la expresión [AII.3.49] los datos conocidos:

$$\Delta T_i = \frac{\frac{1}{449.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}{\frac{1}{449.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{14.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot \frac{1}{h_o}} \cdot (130.0 \text{ }^\circ\text{C} - 27.5 \text{ }^\circ\text{C}) = \frac{102.5 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{349.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}}$$

y como el fluido interior es el fluido caliente (residuo), se hará uso de la relación [AII.3.51]:

$$T_w = 130. \text{ }^\circ\text{C} - \frac{102.5 \text{ }^\circ\text{C}}{1 + \frac{349.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{h_o}} (**)$$

Entonces, puede comprobarse que la estimación de h_o y T_w requiere un cálculo iterativo basado en las expresiones * y **. Se llevará a cabo el mismo procedimiento de iteración que el descrito, para el cambiador ICA/D-4, en la etapa 6 del apartado 3.1.2.1.2 (en lugar de comenzar la iteración con una temperatura de 130.0 °C, a la que el agua está en estado vapor, se hará a 100 °C):

$$T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.2838 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 2063.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 100.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6274 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1846.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 43.8 \text{ }^\circ\text{C} \neq T_{w \text{ sup}} = 42.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{w \text{ sup}} = 43.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \mu_w = 0.6110 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \xrightarrow{*} h_o = 1853.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \xrightarrow{**} \\ \xrightarrow{**} T_{w \text{ calc}} = 43.8 \text{ }^\circ\text{C} = T_{w \text{ sup}} = 43.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, se llega a que $h_o = 1853.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Si se expresa la resistencia asociada a este coeficiente de convección:

$$[AII.3.17] \Rightarrow R_o = \frac{1}{1853.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 5.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Coefficientes de ensuciamiento interno y externo

De la tabla AII.3.7 (parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas -):

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

De la tabla AII.3.16 (agua de refrigeración → “cooling tower and artificial spray pond, untreated” - agua de refrigeración con mayor resistencia-, a 125 °F):

$$R_{so} = 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 5.28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere R_{si} a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.20] \Rightarrow R_{sio} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5.65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.21] \Rightarrow U = \frac{1}{(5.40 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 5.28 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 5.65 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 28.6 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}) \cdot 10^{-4}} = 222.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Teniendo en cuenta el resultado del punto 4, es posible determinar el área de transmisión de calor:

$$U \cdot A_{transf} = 2269.0 \text{ W} / \text{K} \Rightarrow A_{transf} = \frac{2269.0 \text{ W} / \text{K}}{U} = \frac{2269.0 \text{ W} / \text{K}}{222.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 10.19 \text{ m}^2$$

7.

La longitud de los tubos vendrá dada por la fórmula [AII.3.29]:

$$L_t = \frac{10.19 \text{ m}^2}{26 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 6.549 \text{ m} = L_{t \text{ calc}} > L_t = 6.096 \text{ m}$$

Entonces, según se explicó al final del punto 4, al ser $L_{t \text{ calc}} > L_t$, se repetirán todos los pasos con el valor de n_t inmediatamente superior, dada la proximidad entre ambas longitudes.

⇒ Así, si se parte de un valor de $n_t = 52$ (ver tabla AII.3.5), se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrarán cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$\begin{aligned}
 v_w &= 0.171 \text{ m/s} \\
 U &= 127.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\
 A_{\text{transf}} &= 17.73 \text{ m}^2 \\
 L_{t \text{ calc}} &= 5.699 \text{ m} < L_t = 6.096 \text{ m} \text{ (fin)}
 \end{aligned}$$

Así, siguiendo las pautas expuestas al final del punto 4, resulta un número de tubos igual a 52.

Como se ha presentado previamente, a 52 tubos y una longitud de tubo de 5.699 m le corresponden un área de transferencia de 17.73 m^2 . Sin embargo, ésta habrá que recalcularla ya que la longitud de los tubos será ligeramente superior:

$$[AII.3.30] \Rightarrow A_{\text{transf}} = 6.096 \text{ m} \cdot 52 \cdot \pi \cdot 19.0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 18.97 \text{ m}^2$$

Teniendo en cuenta los valores definitivos de U y A_{transf} , el producto $U \cdot A_{\text{transf}}$ adquiere un valor de:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 127.9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 18.97 \text{ m}^2 = 2427.2 \text{ W/K} > 2269.0 \text{ W/K}$$

8. Diámetro de la carcasa:

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Disposición cuadrada} \\
 DO_i = 3/4'' \\
 \text{número de pasos : 2} \\
 \text{número de tubos : 52}
 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.5}} D_{c(i)} = 10 \text{ in} = 254 \text{ mm} = 0.254 \text{ m}$$

9. Características de los deflectores:

Espaciamiento entre las placas (P_{pd})

El cálculo de este parámetro ha sido necesario para la obtención de los anteriores resultados definitivos; sin embargo, únicamente se ha mostrado su estimación para el número de tubos inicialmente supuesto. Aún así, el procedimiento a seguir es el mismo:

- Espaciamiento mínimo ($P_{pd \text{ mín}}$). Será el mayor de estos dos valores:

$$\left. \begin{array}{l} \rightarrow (1/5) \cdot D_{c(i)} = (1/5) \cdot 10 \text{ in} = 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \\ \rightarrow 2 \text{ in} = 51 \text{ mm} \end{array} \right\} P_{pd \text{ mín}} = 51 \text{ mm}$$

- Espaciamiento máximo ($P_{pd \text{ máx}}$).

$$\left. \begin{array}{l} DO_i = 0.75 \text{ in} \\ \text{Acero al carbono (SA-106 Gr. B)} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.13}} P_{pd \text{ máx}} = 60 \text{ in} = 1524 \text{ mm}$$

Finalmente, se considerará como espaciamiento entre los deflectores el valor medio de los calculados:

$$P_{pd} = \frac{P_{pd \text{ mín}} + P_{pd \text{ máx}}}{2} = \frac{51 \text{ mm} + 1524 \text{ mm}}{2} = 787 \text{ mm} \approx 800 \text{ mm} = 0.8 \text{ m}$$

Espesor de los deflectores (e_{pd})

$$\left. \begin{array}{l} D_{c(i)} = 254 \text{ mm} \in (152 - 356 \text{ mm}) \\ P_{pd} = 800 \text{ mm} \in (610 - 914 \text{ mm}) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.14}} e_{pd} = 3/16 \text{ in} = 4.8 \text{ mm}$$

Diámetro de los deflectores (D_{pd})

$$D_{pd} \approx D_{c(i)} = 0.254 \text{ m}$$

siendo el segmento libre de éstas igual al 25 % de dicho diámetro, o lo que es lo mismo, 0.063 m.

Número de deflectores (N_{pd})

$$[\text{AII.3.52}] \Rightarrow N_{pd} = \frac{6.096 \text{ m}}{0.800 \text{ m}} = 7.62 \approx 7$$

Y, finalmente, una vez conocido el número de placas deflectoras, se calculará la distancia existente entre los deflectores primero y último con el extremo adyacente a ellos del intercambiador (P_{pd-int}):

$$[AII.3.53] \Rightarrow P_{pd-int} = \frac{6.096 \text{ m} - [(7-1) \cdot 0.8 \text{ m} + 0.0048 \text{ m} \cdot 7]}{2} = 0.631 \text{ m} \in (P_{pd \text{ mín}} - P_{pd \text{ máx}}) = (0.051 - 1.524 \text{ m})$$

3.1.2.6.2. Diseño mecánico del refrigerador ICW/RD-4

En este apartado se determinará, en primer lugar, el espesor de la carcasa del cambiador, posteriormente, el espesor del material aislante que recubre el equipo y, finalmente, se confirmará que el espesor adoptado para los tubos es el adecuado.

Espesor de la carcasa

Para el cálculo del espesor requerido de la carcasa del intercambiador se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

No obstante, antes de iniciar este cálculo tendrá que aportarse una serie de datos básicos complementarios a los ya expuestos en el apartado 3.1 comunes a los intercambiadores de carcasa y tubos:

\Rightarrow *Espesor mínimo de pared ($t_{mín}$):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✱ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{mín} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✱ exigido por las normas TEMA (incluye el margen por corrosión):

Tabla AII.3.8 $\rightarrow D_{c(i)} = 254 \text{ mm} \in (203 - 305 \text{ mm}) \rightarrow$ *no impone espesor mínimo*

- ✱ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{mín} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{mín} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 7.5 \text{ mm}$.

⇒ *Presión de Diseño (P_D):*

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 3.1.1.1.2:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{\text{operación}} = 1 \text{ atm} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.3.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 1.14 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.3.73] \Rightarrow 1.03 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 3.03 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.3.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 3.5 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.39 \text{ atm} = 343232.8 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe aclarar una consideración que ha sido realizada. Estrictamente, como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, la columna de líquido en el calderín no va a ser superior al diámetro de la carcasa, 0.254 m, altura que no genera una presión mayor de 0.02 atm. Por ello, teniendo en cuenta este hecho y que el carácter del cálculo de la presión de diseño es altamente conservador, se ha decidido despreciar el segundo término de la presión máxima de operación.

⇒ *Temperatura de Diseño (T_D):*

En principio, la temperatura máxima de operación en la carcasa del enfriador ICW/RD-4 es 35.0 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 35.0 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 55.0 \text{ °C} = 131 \text{ °F}$$

⇒ *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 200 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 131 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 16100 \text{ psi} = 111.01 \text{ MPa}$$

Una vez expuesta esta serie de datos básicos, es posible afrontar el cálculo del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$). Para ello, las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica son coincidentes con las empleadas en el apartado 3.1.1.1.2:

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right)}{2 \cdot 111.01 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 0.2 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.2 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{p \text{ int}} = \frac{343232.8 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right)}{111.01 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 343232.8 \text{ Pa}} = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del enfriador ICW/RD-4 será obtenido a partir del espesor $t_{\text{int}}^{\text{mín calc}} = 0.5 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, queda:

$$[AII.3.54] \Rightarrow t_{\text{int}}^{\text{C}} = 0.5 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 3.0 \text{ mm} < t_{\text{mín}} = 7.5 \text{ mm}$$

Ya que el espesor calculado es inferior al espesor mínimo, se tomará, finalmente, como espesor de la carcasa del equipo el comercial inmediatamente superior a 7.5 mm, que, según la tabla AII.2.26, es:

$$t_{\text{int}} = 7.9 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, puede determinarse fácilmente el diámetro exterior de la carcasa:

- $[AII.3.55] \Rightarrow D_{c(o)} = 0.254 \text{ m} + 2 \cdot 7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.270 \text{ m}$

Comprobación de la validez del espesor de los tubos

$$\circ DO_t = 19.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 200.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 392.0 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\downarrow [\text{AII.3.57}]$$

$$e'_t = 1.469 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

Prueba de presión y categoría del intercambiador

Prueba de presión

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{16100 \text{ psi}} = 4.59 \text{ Kg/cm}^2 = 4.44 \text{ atm} = 450359.74 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 500000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[\text{AII.3.36}] \Rightarrow S \cdot E = \frac{500000 \text{ Pa} \cdot \left[\left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right) + 0.6 \cdot 7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right]}{7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 8.30 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 8.30 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

Categoría del intercambiador

\Rightarrow Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se estimará de manera aproximada el volumen del enfriador ICW/RD-4:

$$[\text{AII.3.58}] \Rightarrow V = 6.096 \text{ m} \cdot \pi \cdot \left(\frac{0.254 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0.309 \text{ m}^3$$

Si se le adiciona un 10 % debido al volumen de los cabezales:

$$V = 1.1 \cdot 0.309 \text{ m}^3 = 0.340 \text{ m}^3$$

Finalmente, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 3.05 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.340 \text{ m}^3$, el equipo de transmisión de calor presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.2.152] \Rightarrow PR = 3.05 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0.340 \text{ m}^3 = 1.04 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal equipo en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el enfriador ICW/RD-4 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 200.0 °C (en el interior de los tubos). Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el enfriador ICW/RD-4.

3.1.3. Coeficientes globales de transferencia de calor

En este apartado se comprobará la similitud entre los coeficientes globales de transmisión de calor calculados y los experimentales o tabulados; tal proceso de verificación es fundamental dada la influencia de dicho coeficiente en el dimensionamiento de los intercambiadores de carcasa y tubos. Por este motivo, se ha decidido dedicarle un apartado exclusivo.

Para realizar esta comprobación, se hará uso de la tabla siguiente (Manual de Cepsa), la cual propone ciertos valores medios del coeficiente global de transmisión, que han podido ser establecidos a través de la experiencia industrial, en función de la naturaleza de los fluidos en circulación. Cabe resaltar que el hecho de que los coeficientes globales vengan dados por un intervalo se debe a que éstos no sólo dependen de la naturaleza de los fluidos, sino que, como se ha visto, también son

función de la disposición interna de los tubos, del número de pasos, de la temperatura y velocidad de los fluidos y otra serie de aspectos adicionales:

Intercambiadores		U _s	
Fluido Caliente	Fluido Frio	kcal / h.m ² °C	BTU / hr.ft ² °F
Agua	Agua	1.250 - 2.500	250 - 500
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	1.250 - 2.500	250 - 500
Hidrocarburos ligeros ¹⁻	Hidrocarburos ligeros	200 - 370	40 - 75
Hidrocarburos medios	Hidrocarburos medios	100 - 300	20 - 60
Hidrocarburos pesados	Hidrocarburos pesados	50 - 200	10 - 40
Hidrocarburos pesados	Hidrocarburos ligeros	150 - 300	30 - 60
Hidrocarburos ligeros	Hidrocarburos pesados	50 - 200	10 - 40
Refrigerantes			
Agua, metanol, amoniaco y soluciones acuosas	Agua	1.250 - 2.500	250 - 500
Hidrocarburos ligeros	Agua	370 - 730	75 - 150
Hidrocarburos medios	Agua	250 - 610	50 - 125
Hidrocarburos pesados	Agua	25 - 730	5 - 75
Gas	Agua	10 - 250	2 - 50
Agua	Salmuera	500 - 1.000	100 - 200
Hidrocarburos ligeros	Salmuera	200 - 500	40 - 100
Recalentadores			
Vapor de agua	Agua, metanol, amoniaco	1.000 - 3.400	200 - 700
Vapor de agua	Solución acuosa: $\mu < 2$ cPo	1.000 - 3.400	200 - 700
	$\mu > 2$ cPo	500 - 2.500	100 - 500
Vapor de agua	Hidrocarburos ligeros	500 - 1.000	100 - 200
Vapor de agua	Hidrocarburos medios	250 - 500	50 - 100
Vapor de agua	Hidrocarburos pesados	30 - 300	6 - 60
Vapor de agua	Gas	25 - 250	5 - 50
Dowtherm	Gas	20 - 200	4 - 40
Dowtherm	Hidrocarburos pesados	30 - 300	6 - 60

¹⁻ Hidrocarburos ligeros : $\mu < 0,5$ cPo (junto un: benceno, tolueno, acetona, etanol, MEK)
Hidrocarburos medios : $0,5 < \mu < 1$ cPo (queroseno, gasoil caliente, aceite de absorción, crudos ligeros)
Hidrocarburos pesados: $\mu > 1$ cPo (gasoil frío, aceites, fueloil, crudo reducido, asfalto)

Cuadro 7 - Coeficientes de transmisión sucios U_s¹⁻

¹⁻ Estos valores de U_s comprenden una resistencia global de ensuciamiento R_s = 0,0006 h.m²°C/kcal= 0,003 hr.ft² °F/BTU y corresponden a 0,35 kg/cm² < ΔP < 0,7 kg/cm².

TABLA AII.3.17: Coeficientes globales (experimentales) de transmisión de calor (I)

Dentro de los apartados de intercambiadores y refrigerantes, que serán los de interés, se distingue entre fluido caliente y fluido frío, y, a la vez, en cada uno de éstos, entre hidrocarburos ligeros ($\mu < 0.5$ cP), medios ($0.5 \text{ cP} < \mu < 1$ cP) y pesados ($\mu > 1$ cP). Por consiguiente, para cada intercambiador proyectado, se tendrá que identificar con qué clase de hidrocarburo opera, para lo que será necesario basarse en la viscosidad mayor entre la entrada y la salida del producto en cuestión:

⇒ Calderín de la columna Decano (C-1) → $U_{\text{calculado}} = 457.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$

- Fluido caliente: Therminol 66, $\mu = 0.35 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.19 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \approx 232 - 430 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

⇒ Calderines de las columnas Tridecano (C-2 y C-3) → $U_{\text{calculado}} = 342.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$

- Fluido caliente: Therminol 66, $\mu = 0.35 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.18 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \approx 232 - 430 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

⇒ Calderín de la columna Splitter (C-4) → $U_{\text{calculado}} = 242.9 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$

- Fluido caliente: Therminol 66, $\mu = 0.35 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.18 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \approx 232 - 430 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

⇒ Cambiador ICA/D-4 → $U_{\text{calculado}} = 155.8 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$

- Fluido caliente: parafinas lineales, $\mu = 0.30 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.27 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \approx 232 - 430 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} (*)$$

⇒ Cambiador ICA/RD-4 → $U_{\text{calculado}} = 92.2 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$

- Fluido caliente: parafinas lineales, $\mu = 0.32 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.25 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP}$ → hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \approx 232 - 430 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} (*)$$

$$\Rightarrow \text{Calentador ICA/O} \rightarrow U_{\text{calculado}} = 289.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fluido caliente: Therminol 66, $\mu = 0.35 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow$ hidrocarburo ligero
- Fluido frío: parafinas lineales, $\mu = 0.24 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow$ hidrocarburo ligero



$$U_{\text{experimental}} = 200 - 370 \text{ kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \approx 232 - 430 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Rightarrow \text{Refrigerador ICW/D-1} \rightarrow U_{\text{calculado}} = 94.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fluido caliente: parafinas lineales, $\mu = 0.69 \text{ cP} \in (0.5 - 1 \text{ cP}) \rightarrow$ hidrocarburo medio
- Fluido frío: agua de refrigeración



$$U_{\text{experimental}} = 250 - 610 \text{ kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \approx 292 - 712 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} (*)$$

$$\Rightarrow \text{Refrigerador ICW/D-4} \rightarrow U_{\text{calculado}} = 245.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fluido caliente: parafinas lineales, $\mu = 1.16 \text{ cP} > 1 \text{ cP} \rightarrow$ hidrocarburo pesado
- Fluido frío: agua de refrigeración



$$U_{\text{experimental}} = 25 - 730 \text{ kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \approx 30 - 852 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\Rightarrow \text{Refrigerador ICW/D-4} \rightarrow U_{\text{calculado}} = 127.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- Fluido caliente: parafinas lineales, $\mu = 1.40 \text{ cP} > 1 \text{ cP} \rightarrow$ hidrocarburo pesado
- Fluido frío: agua de refrigeración



$$U_{\text{experimental}} = 25 - 730 \text{ kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \approx 30 - 852 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Según esto, se verifica, de manera general, una elevada concordancia entre los coeficientes globales “teóricos” y experimentales. En relación a la cierta discrepancia entre estos valores en el caso de los equipos ICA/D-4, ICA/RD-4 e ICW/D-1 (*), la respuesta está en la baja velocidad de las parafinas por el interior de los tubos. No obstante, si se consultan otras fuentes bibliográficas, es posible que el intervalo que propongan sí contenga a los valores teóricos o se aproxime a ellos; tal afirmación se

puede constatar mediante la siguiente tabla, que recoge coeficientes globales de transferencia de calor típicos (Perry y col., 2001b):

Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Liquid-liquid media			
Aroclor 1248	Jet fuels	100-150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10-20	.01
DeminerIALIZED water	Water	300-500	.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10-25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140-200	.003
Fuel oil	Water	15-25	.007
Fuel oil	Oil	10-15	.008
Gasoline	Water	60-100	.003
Heavy oils	Heavy oils	10-40	.004
Heavy oils	Water	15-50	.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90-120	.002
Kerosene or gas oil	Water	25-50	.005
Kerosene or gas oil	Oil	20-35	.005
Kerosene or jet fuels	Trichlorethylene	40-50	.0015
Jacket water	Water	230-300	.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25-50	.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40-80	.003
Lube oil	Oil	11-20	.006
Naphtha	Water	50-70	.005
Naphtha	Oil	25-35	.005
Organic solvents	Water	50-150	.003
Organic solvents	Brine	35-90	.003
Organic solvents	Organic solvents	20-60	.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20-50	.004
Water	Caustic soda solutions (10-30%)	100-250	.003
Water	Water	200-250	.003
Wax distillate	Water	15-25	.005
Wax distillate	Oil	13-23	.005

TABLA AII.3.18: Coeficientes globales (experimentales) de transmisión de calor en $BTU/^\circ F \cdot ft^2 \cdot h$ (II)

Así, como aproximación a los cambiadores ICA/D-4 e ICA/RD-4 (disolvente orgánico-disolvente orgánico), se tendría:

$$U_{experimental} = 20 - 60 \text{ BTU} / ^\circ F \cdot h \cdot ft^2 \approx 117 - 350 \text{ W} / m^2 \cdot K$$

intervalo que incluiría al coeficiente global teórico del ICA/D-4 y estaría muy cerca de hacer lo propio con el del ICA/RD-4.

Y en relación al refrigerador ICW/D-1 (keroseno o gasoil-agua):

$$U_{experimental} = 25 - 50 \text{ BTU} / ^\circ F \cdot h \cdot ft^2 \approx 146 - 300 \text{ W} / m^2 \cdot K$$

intervalo cuyo límite inferior está muy próximo del coeficiente global teórico asociado al intercambiador ICA/D-1.

3.2. Aerorrefrigerantes

Básicamente, el cálculo asociado a cada aerorrefrigerante constará de dos apartados claramente diferenciados: uno primero y principal, en el que se dimensionará y caracterizará el equipo; y uno segundo, en el que se realizará el diseño mecánico del mismo:

⇒ *Códigos de diseño:*

Como ya se ha argumentado en la memoria, éstos serán, fundamentalmente, el Código ANSI B31.3: “Chemical Plant and petroleum Refinery Piping Code” y la norma API Standard 661: Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service.

Dimensionamiento del aerorrefrigerante

El objetivo principal de este apartado va a ser estimar el número de tubos que constituirán el equipo de transferencia de calor y la distribución de los mismos, así como el número y el diámetro de los ventiladores, y otros aspectos adicionales. Para todo ello, será imprescindible partir de una serie de datos conocidos; tales datos son los siguientes (su elección ha sido justificada adecuadamente en la memoria):

- * Unidad de tiro forzado.
- * Número de pasos: 1.
- * Diámetro exterior de los tubos: $DO_t = 1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$ (ver tabla AII.3.1).
- * Espesor de pared de los tubos: $e_t = 0.083 \text{ in} = 2.1 \text{ mm}$ (ver tabla AII.3.1).
- * Longitud de los tubos: $L_t = 30 \text{ ft} = 9.144 \text{ m}$
- * Disposición de los tubos: triangular al trebosillo.
- * Aletas transversales circulares de aluminio.
- * Altura de las aletas: $h_a = 1/4 \text{ in} = 6.3 \text{ mm}$.
- * Espesor de las aletas: $e_a = 0.014 \text{ in} = 0.4 \text{ mm}$.
- * Densidad de las aletas: $d_a = 8 \text{ aletas/in} \approx 315 \text{ aletas/m}$.
- * Eficacia total del ventilador: $E_v = 75 \%$.

A su vez, a partir de éstos, es posible determinar otros datos de interés en los cálculos:

- × Sección exterior de los tubos:

$$[AII.3.1] \Rightarrow SO_t = \pi \cdot \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 506.71 \text{ mm}^2$$

- × Diámetro interior de los tubos:

$$[AII.3.2] \Rightarrow DI_t = 25.4 \text{ mm} - 2 \cdot 2.1 \text{ mm} = 21.2 \text{ mm}$$

- × Sección interior de los tubos:

$$[AII.3.3] \Rightarrow SI_t = \pi \cdot \left(\frac{21.2 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 352.44 \text{ mm}^2$$

- × Pitch:

$$p' \in (2, 2 \text{ 1/2 in}) \xrightarrow{h_a=1/4 \text{ in (aletas altas)}} p' = 2 \text{ 1/2 in} = 63.5 \text{ mm}$$

- × Espaciamiento entre aletas:

$$E_a = \frac{1 - (d_a \cdot e_a)}{d_a} = \frac{1 - (315 \text{ aletas / m} \cdot 0.36 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{315 \text{ aletas / m}} = 2.8 \text{ mm}$$

- × Longitud de la aleta:

$$L_a = \pi \cdot (DO_t + 2 \cdot h_a) = \pi \cdot (25.4 \text{ mm} + 2 \cdot 6.3 \text{ mm}) = 120 \text{ mm}$$

- × Área específica exterior de la superficie de tubo expuesta (A_{mo}):

$$A_{mo} = \pi \cdot DO_t - \pi \cdot DO_t \cdot e_a \cdot d_a = \pi \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot (1 - 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 315 \text{ aletas / m}) = 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}$$

- × Área de una aleta (A_a):

$$A_a = \text{Área del espesor} + \text{área de los extremos} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(2 \cdot h_a + DO_t)^2 - DO_t^2}{4} + \pi \cdot (2 \cdot h_a + DO_t) \cdot e_a = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 - (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} + \pi \cdot (2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}) \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.0013 \text{ m}^2$$

- × Área específica de la superficie de aletas (A_f):

$$A_f = A_a \cdot d_a = 0.0013 \text{ m}^2 \cdot 315 \text{ aletas / m} = 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m}$$

- × Área específica exterior de la superficie de tubo aleteado (A_o):

$$A_o = A_{mo} + A_f = 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} = 0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}$$

* Área libre entre dos tubos aleteados:

$$\begin{aligned}
 A_{air_t} &= \text{Área libre entre zona desnuda de los tubos} + \text{Área libre entre zona} \\
 &\text{aleteada de los tubos} = \frac{n^\circ \text{ aletas}}{\text{tubo}} \cdot E_a \cdot (p' - DO_t) + \frac{n^\circ \text{ aletas}}{\text{tubo}} \cdot e_a \cdot [p' - (2 \cdot h_a + DO_t)] = \\
 &= \frac{n^\circ \text{ aletas}}{\text{tubo}} \cdot \{E_a \cdot (p' - DO_t) + e_a \cdot [p' - (2 \cdot h_a + DO_t)]\} = (315 \text{ aletas} / m) \cdot 9.144 \text{ m} \cdot \\
 &\cdot \{2.82 \text{ mm} \cdot (63.5 \text{ mm} - 25.4 \text{ mm}) + 0.4 \text{ mm} \cdot [63.5 \text{ mm} - (2 \cdot 6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm})]\} \cdot 10^{-6} = \\
 &= 0.3354 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Diseño mecánico (verificación del espesor de los tubos)

El diseño mecánico de estos equipos consiste, en esencia, en la confirmación del espesor adoptado para los tubos.

Dicho esto, se mostrarán los cálculos realizados para cada uno de los aerorrefrigerantes, esto es, para el de la columna Decano (AE-1), los de las columnas Tridecano (AE-2 y AE-3 –son idénticos-) y el de la columna Splitter (AE-4). El procedimiento seguido se expondrá con detalle para el primer aerorrefrigerante.

3.2.1. Aerorrefrigerante de la columna Decano (AE-1)

Se indicarán seguidamente los pasos básicos llevados a cabo tanto en el dimensionamiento como en el diseño mecánico de los aerorrefrigerantes, ilustrados con el ejemplo de cálculo de AE-1.

3.2.1.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-1

1. Definir los fluidos presentes en el intercambio calorífico y la trayectoria de flujo de los mismos:

- * Fluido frío (circulación por exterior de los tubos, perpendicularmente a éstos):
aire atmosférico.

- * Fluido caliente (circulación por los tubos): parafinas en estado vapor procedentes del plato 26 de la columna Decano –presión aproximada de 2 atm-.

2. Determinar la composición y los caudales molares y másicos de la corriente parafínica, así como la temperatura de entrada y salida de la misma:

La composición molar del vapor es coincidente con la del destilado, presentada en la tabla AII.2.3. Sabiendo que $V = 2035.98 \text{ kmol} / \text{día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente como $V_i = V \cdot y_{v_i}$ [AII.3.65]:

Componentes	y_i	V_i (kmol/día)
n-C10	0.978	1991.19
n-C11	0.022	44.79
n-C12	0.000	0.00
n-C13	0.000	0.00
n-C14	0.000	0.00
n-C15	0.000	0.00
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	2035.98

TABLA AII.3.19: Caudales y composiciones molares de la corriente del aerorrefrigerante AE-1

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones al caso que ocupa y teniendo en cuenta un valor del peso molecular medio de 142.59 g/mol de la corriente de interés, se llega a:

$$\bullet [AII.2.8] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = \frac{V \cdot PM_v}{1000} = 290.21 \text{ Tn} / \text{día} \xrightarrow{[AII.2.9]} V_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{v\ i} \cdot V_{m\acute{a}sico}$$

Ahora sí, se está en disposición de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades másicas:

Componentes	Y_i	$V_{\text{másico } i}$ (Ton/día)
n-C10	0.976	283.21
n-C11	0.024	7.00
n-C12	0.000	0.00
n-C13	0.000	0.00
n-C14	0.000	0.00
n-C15	0.000	0.00
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	290.21

TABLA AII.3.20: Caudales y composiciones másicas de la corriente del aerorrefrigerante AE-1

En relación a las temperaturas de entrada y salida en el aerorrefrigerante de la corriente de cabeza de la columna Decano, éstas coinciden, respectivamente, con las de rocío (ver tabla AII.2.11, T_{17}) y burbuja (ver apartado 2.2.3.1) de la citada corriente, ya que ésta entra en estado de vapor saturado y sale, como consecuencia de la exclusiva retirada de calor de vaporización en el aerorrefrigerante, en estado de líquido saturado:

$$T_1 = 204.2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_2 = 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Calcular el calor intercambiado mediante la siguiente expresión (tal y como se ha referenciado en el párrafo anterior, el aire, a priori, únicamente absorbe el calor latente de las parafinas):

$$Q_{\text{transf}} = \lambda \cdot V' \quad [\text{AII.3.66}]$$

donde λ es evaluado a la temperatura media (T_m) entre T_1 y T_2 :

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{204.2 \text{ } ^\circ\text{C} + 240.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 240.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$\begin{aligned} Q_{\text{transf}} &= 35656.0 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 2035.98 \text{ Kmol} / \text{día} = 72594976.3 \text{ KJ} / \text{día} = 3024790.7 \text{ KJ} / \text{h} = \\ &= 840219.6 \text{ W} \end{aligned}$$

4. Establecer las temperaturas de entrada y salida del aire atmosférico:

En el presente proyecto, la única misión del aire es actuar como agente refrigerante (condensador); por ello, como se citó en la Memoria, aunque en principio su temperatura dependa de las condiciones ambientales, se supondrá como temperatura de uso 30 °C, ya que se considera que, en condiciones climatológicas normales, se corresponde con una situación muy desfavorable. Según dicta la experiencia, para este tipo de agente calefactor es recomendable un salto térmico comprendido entre 15 y 30 °C. Si se considera un valor de 30 °C, resulta que:

$$t_1 = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T=30 \text{ } ^\circ\text{C}} t_2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5. Calcular el caudal másico de aire necesario para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que el calor cedido por la corriente parafínica es igual al absorbido por el aire atmosférico, se tiene:

$$Q_{\text{int}} = C_{p_{\text{Air}}} \cdot M_{\text{Air}} \cdot (t_2 - t_1) \Rightarrow M_{\text{Air}} = \frac{Q_{\text{int}}}{C_{p_{\text{Air}}} \cdot (t_2 - t_1)} \quad [\text{AII.3.67}]$$

donde $C_{p_{\text{Air}}}$ es evaluado a la temperatura media (t_m) entre t_1 y t_2 :

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 45.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓

$$M_{\text{Air}} = \frac{3024790.7 \text{ KJ} / \text{h}}{1.0078 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (60.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})} = 100046.0 \text{ Kg} / \text{h}$$

6. Determinación del producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor ($U \cdot A$):

Según se ha visto para los intercambiadores de carcasa y tubos, tal determinación requiere de los valores de LMTD y F_T :

LMTD

Aunque se trate de un intercambiador de corrientes cruzadas, LMTD se calcula como si el flujo fuese a contracorriente. Así:

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(204.2 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}) - (204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(204.2 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{(204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})} \right]} = 158.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F_T

La LMTD ha sido calculada para una disposición de flujo en contracorriente. Sin embargo, como se ha comentado previamente, la construcción que se empleará será la de intercambiadores de corriente cruzadas (perpendiculares). Por tal motivo, es necesaria la inclusión del término F_T, de manera que corrija la desviación de LMTD. Los valores del citado término se representan en la figura inferior (TEMA, 8ª edición), en función de las variables P y R, dadas por las fórmulas [AII.3.11] y [AII.3.12], respectivamente (obviar la nomenclatura de la figura, puede conducir a error):

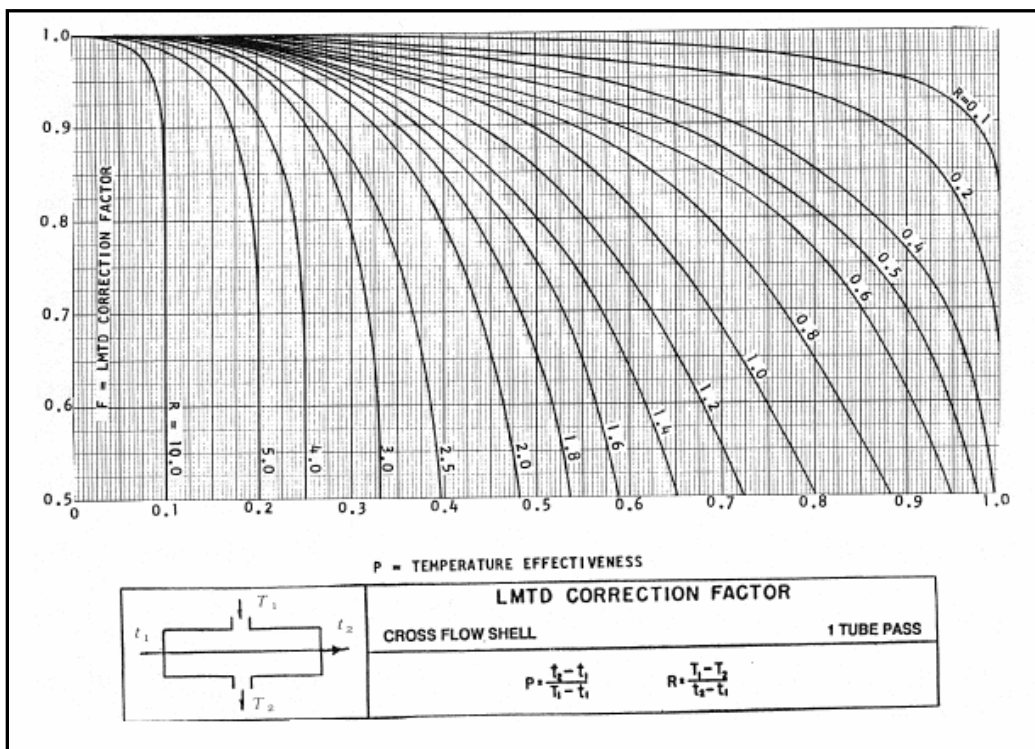


FIG. AII.3.2: Factor de Corrección F_T en intercambiadores de corrientes cruzadas

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.2 \text{ } ^\circ\text{C}}{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0.001 \\ R &= \frac{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{204.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 204.2 \text{ } ^\circ\text{C}} = 125.6 \end{aligned} \right\} F_T \approx 1$$

Éste es un resultado lógico, ya que al tener lugar un cambio de fase, la corriente parafínica permanece a una temperatura prácticamente constante, y, por tanto, el sistema no experimenta desviación con respecto a la contracorriente pura.

Una vez que se dispone de los valores de LMTD y F_T , la sustitución en la expresión [AII.3.9] determina el producto $U \cdot A$:

$$U \cdot A_{transf} = \frac{3024790.7 \text{ KJ/h}}{1.158.7 \text{ }^\circ\text{C}} = 19065.2 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 5295.9 \text{ W/K}$$

Llegado este punto y conociendo de antemano los datos necesarios para el posterior cálculo del coeficiente global de transmisión de calor, se propondrá la siguiente estrategia: se supondrá la velocidad frontal del aire (v_{fa}), a partir de la cual y de las dimensiones de los tubos, es posible determinar el número de tubos que integrará cada fila de éstos ($n_{t/f}$). Junto con ello, se debe disponer del número de tubos totales (n_t) en el aerorrefrigerante; así, la suposición del número de filas (n_f), que es la otra variable de iteración, proporciona directamente el valor de n_t . En relación a n_f hay que tener en cuenta una consideración: generalmente, con el fin de maximizar la eficiencia de la transferencia de calor, es recomendable que sean usadas al menos dos o tres filas de tubos (McKetta, 1992), ya que la disposición de todos los tubos en una única fila daría lugar a un eficiencia de la transferencia de calor muy baja debido a que una cantidad importante de la corriente de aire no contactaría con los tubos. Por tal motivo, se resolverán los cálculos, inicialmente, para dos filas de tubos, y, posteriormente, se comprobará si es viable un incremento de n_f . Entonces, una vez que se conoce $v_{fa \text{ sup}}$, $n_{t/f \text{ sup}}$, $n_{f \text{ sup}}$ y $n_{t \text{ sup}}$, se estima el coeficiente global de transmisión de calor (U). A partir de U y del producto $U \cdot A$, es posible determinar el valor de A necesario para que se satisfagan los requerimientos energéticos del sistema, y, consecuentemente, n_t y n_f , ésta última variable como el cociente entre n_t y $n_{t/f \text{ sup}}$. Si n_f coincide con $n_{f \text{ sup}}$, el proceso de iteración se da por concluido. En caso contrario, si $n_f > n_{f \text{ sup}}$ o $n_f < n_{f \text{ sup}}$, se repetirá el procedimiento con el mismo $n_{f \text{ sup}}$ y con un valor de v_{fa} inferior (menor velocidad \rightarrow mayor anchura de la sección \rightarrow mayor número de tubos por fila \rightarrow menor valor de n_f) o superior (viceversa) al supuesto, respectivamente. Cuando $n_f \approx n_{f \text{ sup}}$, se calcularán definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido.

7. Suposición de la velocidad frontal estándar del aire y del número de filas:

Velocidad frontal estándar del aire (cálculo del número de tubos por fila)

La velocidad frontal estándar del aire es la velocidad del aire estándar que pasa a través del haz de tubos, según lo cual viene dada por la siguiente expresión:

$$v_{fa} = \frac{Q_{air}}{A_{air}} \quad [AII.3.68]$$

donde Q_{air} es el caudal volumétrico de aire total y A_{air} es el área neta libre para el flujo de aire.

En la suposición del valor de v_{fa} , se tendrán en cuenta dos aspectos:

- × En primer lugar, las velocidades del aire entre los tubos típicas o recomendadas. No obstante, éstas serán orientativas, ya que no hay un criterio universal al respecto, es decir, sus valores dependen de la fuente seleccionada. Así, de manera general, pueden indicarse los siguientes rangos recomendados:
 - $v_{fa} \in (300,700 \text{ ft} / \text{min}) = (1.5, 3.6 \text{ m} / \text{s})$: Perry y col., 2001a.
 - $v_{fa} \in (10,20 \text{ ft} / \text{s}) \approx (3.0, 6.1 \text{ m} / \text{s})$: McCabe y col., 1994.

- × En segundo lugar, teniendo en cuenta, por un lado, que v_{fa} impone la anchura de la sección de los tubos, y, por otro, que el diámetro del ventilador suele ser próximo a dicha anchura, debe verificarse que la velocidad supuesta debe dar lugar a una anchura de la sección de los tubos comprendida en el rango de valores de los diámetros comerciales de ventiladores (1.2- 4.8 m).

Así, inicialmente, como la elección de un valor u otro de velocidad de partida no va a influir sobre el resultado final (únicamente hará más o menos tediosa la iteración), se supondrá una velocidad frontal estándar del aire de 3.6 m/s:

$$v_{fa} = 3.6 \text{ m} / \text{s}$$

A partir de esta velocidad, se calculará el número de tubos por fila y la anchura de la sección de los tubos. Para ello, previamente se determinará el caudal volumétrico de aire total:

$$Q_{air}^* = \frac{M_{Air}}{\rho_{Air}} [AII.3.69] \Rightarrow Q_{air} = \frac{100046.0 \text{ Kg/h}}{1.1102 \text{ Kg/m}^3} = 90115.3 \text{ m}^3/\text{h} = 25.03 \text{ m}^3/\text{s}$$

* Propiedades evaluadas a la temperatura media del aire.

↓ [AII.3.68]

Área neta libre para el flujo de aire:

$$A_{air} = \frac{Q_{air}}{v_{fa}} [AII.3.70] \Rightarrow A_{air} = \frac{25.03 \text{ m}^3/\text{s}}{3.6 \text{ m/s}} = 6.95 \text{ m}^2$$

↓

Número de tubos/fila:

$$n_{t/f} = \frac{A_{air}}{A_{air t}} [AII.3.71] \Rightarrow n_{t/f} = \frac{6.95 \text{ m}^2}{0.3354 \text{ m}^2} \approx 21$$

↓

Anchura del haz de los tubos:

$$Anc_{haz} = n_{t/f} \cdot p' [AII.3.72] \Rightarrow Anc_{haz} = 21 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.317 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Número de filas (cálculo del número de tubos totales)

Tal y como se comentó al final del punto 6 en relación a la estrategia a seguir, inicialmente se dará solución a un aerorrefrigerante con dos filas de tubos:

$$n_f = 2$$

↓

$$n_t = n_f \cdot n_{t/f} [AII.3.73] \Rightarrow n_t = 2 \cdot 21 = 42$$

8. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U):

El coeficiente global de transferencia de calor será calculado teniendo en cuenta las mismas resistencias a las que se veía expuesto el flujo de calor en los equipos de carcasa y tubos (estarán referidas a la superficie exterior real –aletas + tubo desnudo-). Sin embargo, para facilitar los cálculos, se agruparán las resistencias internas en una

única (h_i y $R_{si} \rightarrow R_{i \text{ global}}$), haciendo lo mismo con las externas (h_o y $R_{so} \rightarrow R_{o \text{ global}}$). Así, U se representa como:

$$U = \frac{1}{R_{i \text{ global}} + R_{o \text{ global}}} \quad [AII.3.74]$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales será realizado a partir de la siguiente expresión recomendada por Akers, Deans y Crosser (Holman, 1998):

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_l} = 0.026 \cdot Pr_l^{1/3} \cdot Re_m^{0.8} \quad [AII.3.75]$$

donde Re , que es el número de Reynolds de la mezcla, viene definido como:

$$Re_m = \frac{DI_t}{\mu_l} \left[G_l + G_v \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad [AII.3.76]$$

y las propiedades con los subíndices L y V son calculados para el líquido condensado a T_2 y para el vapor saturado a T_1 , respectivamente. Los flujos máscicos por unidad de área del líquido G_L y del vapor G_v se calculan como si cada uno ocupase el área total del flujo. Como la condensación es total:

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{V_t}{SI_t} \right)}{2} \quad [AII.3.77]$$

Indicar que la expresión [AII.3.75] es válida para $Re_v > 20000$ y $Re_l > 5000$.

Se calculará, entonces, cada uno de los números adimensionales presentes en [AII.3.75]:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_l = \frac{\left[\frac{419.8 \cdot 10^3 \text{ J / (Kmol} \cdot \text{K)}}{142.59 \text{ Kg / Kmol}} \right] \cdot 0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0906 \text{ W / m} \cdot \text{K}} = 5.9$$

Número de Reynolds

$$V_i = \frac{V}{n_i} \quad [\text{AII.3.78}] \Rightarrow V_i = \frac{290.21 \cdot 10^3 \text{ Kg/día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{42} = 0.080 \text{ Kg/s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.080 \text{ Kg/s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 113.50 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$\text{Re}_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[113.50 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} + 113.50 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{557.1 \text{ Kg/m}^3}{8.00 \text{ Kg/m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 124431.4$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[\text{AII.3.26}] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{G_L \cdot DI_t}{\mu_L} \quad [\text{AII.3.79}] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{113.50 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1806 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 1.3 \cdot 10^4 > 510^3$$

$$[\text{AII.3.26}] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{G_v \cdot DI_t}{\mu_v} \quad [\text{AII.3.80}] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{113.50 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0083 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 2.9 \cdot 10^5 > 2 \cdot 10^4$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_i} = 0.026 \cdot (5.9)^{1/3} \cdot (124431.4)^{0.8} = 558.5 \Rightarrow h_i = \frac{k_i}{DI_t} \cdot 558.5 = \frac{0.0906 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 558.5 =$$

$$= 2389.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, al igual que se hizo con los intercambiadores de carcasa y tubos, la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales se tomará de las tablas de las normas TEMA (8ª edición), concretamente de la tabla AII.3.7:

• parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , puede determinarse la resistencia global interna como:

$$R_{i \text{ global}} = \frac{1}{h_i} + R_{si} \quad [AII.3.81]$$

↓

$$R_{i \text{ global}} = \frac{1}{2389.2 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W} = 8.59 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$R_{io \text{ global}} = R_{i \text{ global}} \cdot \frac{A_o}{\pi \cdot DI_t} \quad [AII.3.82]$$

↓

$$R_{io \text{ global}} = 8.59 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 62.38 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W}$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas se realizará indirectamente a partir de la fórmula de Joung (Fernández Díez, 2003):

$$Nu = 0.134 \cdot Re^{0.681} \cdot Pr^{0.33} \cdot FH^{0.2} \cdot FT^{0.1134} \quad [AII.3.83]$$

valorándose las propiedades implícitas de esta ecuación a la temperatura media del aire, y viniendo dados FH y FT por las siguientes relaciones:

$$FH = \frac{E_a}{L_a} \quad [AII.3.84]; \quad FT = \frac{E_a}{e_a} \quad [AII.3.85]$$

A continuación, se calculará cada uno de los términos de la ecuación [AII.3.83]:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J / (Kg} \cdot \text{K)} \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W / m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_i \text{ en lugar de } DI_i) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 \text{ Kg/m}^3 \cdot 3.6 \text{ m/s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 5271.4$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.82 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.82 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 5271.4^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 24.5$$

↓ [AII.3.25] (DO_i en lugar de DI_i)

$$h'_o = \frac{k}{DO_i} \cdot 24.5 = \frac{0.0274 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 24.5 = 26.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Sin embargo, en estos momentos, este coeficiente de convección está calculado para una fila de tubos. Para hacer constancia en su valor de que se disponen dos filas en lugar de una, se hará uso de la siguiente tabla (Fernández Díez, 2003), que muestra la relación entre “h” para N filas de profundidad y “h” para 10 filas de profundidad:

TABLA AII.3.21: Relación entre “h” para N filas de profundidad y para 10 filas de

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tubos al tresbolillo	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1
Tubos alineados	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1

profundidad

Ya que, según la situación, es de interés la relación entre 1 y 2 filas, se tendrá (disposición de los tubos: triangular al trebolillo):

$$h_o = 26.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.75}{0.68} = 29.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico se tomará de la siguiente tabla (Holman, 1998):

Tipo de fluido	Factor de suciedad, h·ft ² ·°F/Btu	m ² ·°C/W
Agua de mar, por debajo de 51,7°C	0,0005	0,00009
Por encima de 51,7°C	0,001	0,002
Agua de alimentación de caldera tratada, por encima de 51,7°C	0,001	0,0002
Fuel oil	0,005	0,0009
Aceite de templar	0,004	0,0007
Vapores de alcohol	0,0005	0,00009
Vapor de agua, libre de aceite	0,0005	0,00009
Aire industrial	0,002	0,0004
Líquido refrigerante	0,001	0,0002

TABLA AII.3.22: Resistencias de ensuciamiento para fluidos industriales (IV)

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , puede determinarse la resistencia global externa como:

$$R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{h_o} + R_{so} \quad [\text{AII.3.86}]$$

↓

$$R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{29.1 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 3.47 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f (McKetta, 1992):

$$R_o \text{ global} = R'_{o \text{ global}} \cdot \frac{A_o}{\Omega \cdot A_f + A_{mo}} \quad [\text{AII.3.87}]$$

De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

Se define la eficacia de la aleta (Ω) como el cociente entre la cantidad de calor realmente transferida por la aleta y la cantidad de calor que sería transmitida si toda la superficie de la aleta estuviese a la temperatura de la pared del tubo. Dicha eficacia se puede estimar gráficamente como una función de la geometría de la aleta, la

conductividad térmica del material de la aleta (k_a) y el coeficiente de convección externo (h_o). Para una aleta circular de espesor constante, dicha relación se ilustra en la figura adjunta (Fernández Díez, 2003):

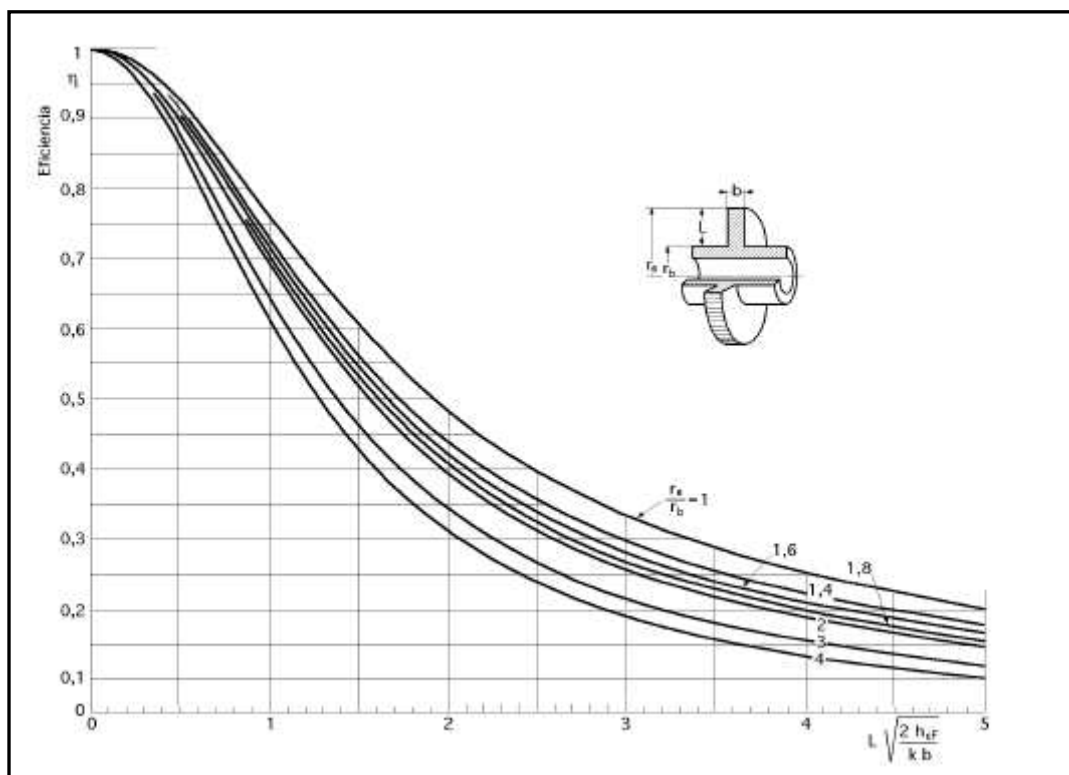


FIG. AII.3.3: Eficiencia de aletas anulares

Según el gráfico, tendrá que determinarse previamente el cociente $\frac{h_a + DO_i / 2}{DO_i / 2}$

y el parámetro $h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}}$. Para ello, a su vez, será necesario calcular la conductividad

de la aleta (aluminio). Dicha conductividad se evaluará a la temperatura de rocío de las parafinas ($T_1 = 204.2 \text{ }^\circ\text{C}$), situación extrema y más desfavorable. Interpolando de la tabla inferior, se obtiene:

Conductividad térmica "k" (W/m ² K), a la temperatura de:							
ELEMENTO	200°K	273°K	400°K	600°K	800°K	1000°K	1200°K
Aluminio	237,0	236,0	240,0	232,0	220,0		

TABLA AII.3.23: Conductividad térmica del aluminio a diferentes temperaturas

$$k_a = 236.9 \text{ W / m}\cdot\text{K}$$

Por consiguiente:

$$\begin{aligned} \bullet \frac{h_a + DO_i / 2}{DO_i / 2} &= \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} &= 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 29.1 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}{236.9 \text{ W / m}\cdot\text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.17 \end{aligned}$$

y llevando estos valores a la figura AII.3.3, se obtiene:

$$\Omega = 0.98$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], puede determinarse R_o global:

$$R_o \text{ global} = 3.47 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.98 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 3.53 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[\text{AII.3.74}] \Rightarrow U = \frac{1}{(3.53 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 62.38 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 24.0 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

9. Etapa de comprobación y proceso de iteración:

Como se comentó al final de la etapa 6 con respecto a la estrategia de cálculo, ahora hay que comprobar la concordancia existente entre $n_{f \text{ sup}}$ y n_f . Para ello, hay que realizar una serie de estimaciones previas:

- Área necesaria para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que $U = 24.0 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$ y $U \cdot A_{\text{transf}} = 5295.9 \text{ W / K}$, se puede determinar sin problema alguno el área deseada:

$$A_{\text{transf}} = \frac{U \cdot A_{\text{transf}}}{U} = \frac{5295.9 \text{ W / K}}{24.0 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} = 220.25 \text{ m}^2$$

↓

Número de tubos:

$$n_t = \frac{A_{transf}}{A_{transf\ t}} = \frac{A_{transf}}{A_o \cdot L_t} [AII.3.88] \Rightarrow n_t = \frac{220.25\ m^2}{0.4832\ m^2 / m \cdot 9.144\ m} \approx 50$$

↓

Número de filas:

$$n_f = \frac{n_t}{n_{t/f\ sup}} \Rightarrow n_f = \frac{50}{21} = 2.40 > n_{f\ sup} = 2$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $n_f > n_{f\ sup}$, se repetirán todos los pasos con un valor de v_{fa} inferior al supuesto inicialmente. Es importante comentar que, aunque el proceso iterativo pueda parecer excesivamente complejo y tedioso, la inclusión de todas las ecuaciones vistas en una hoja de cálculo construida adecuadamente, permite conocer todos los resultados para cualquier valor de velocidad frontal estándar del aire, siendo únicamente necesario determinar manualmente la eficacia de la aleta, cuya variación, además, es poco significativa. Por ello, se mostrarán sólo algunas de las iteraciones (generalmente, se requieren muchas para llegar al resultado óptimo):

⇒ Si se parte de un valor de $v_{fa} = 3.0\ m/s$, se obtiene los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$n_{f\ sup} = 2$$

$$n_{t\ sup} \approx 48$$

$$Anc_{haz} = 1.580\ m \in (1.2, 4.8\ m)$$

$$U = 21.5\ W / m^2 \cdot K$$

$$A_{transf} = 246.53\ m^2$$

$$n_t \approx 56$$

$$n_f = 2.24 > n_{f\ sup} = 2$$

⇒ Por tanto, se proseguirá el procedimiento con una velocidad frontal estándar del aire aún más inferior ($v_{fa} = 2.4 \text{ m/s}$):

$$n_{f \text{ sup}} = 2$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 62$$

$$Anc_{haz} = 1.975 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

$$U = 18.6 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$A_{transf} = 284.99 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 65$$

$$n_f = 2.07 > n_{f \text{ sup}} = 2$$

⇒ Por tanto, se continúa con el procedimiento para una velocidad frontal estándar del aire ligeramente inferior a la última considerada, dada la proximidad entre n_f y $n_{f \text{ sup}}$ ($v_{fa} = 2.2 \text{ m/s}$):

$$n_{f \text{ sup}} = 2$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 68$$

$$Anc_{haz} = 2.154 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

$$U = 17.56 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$A_{transf} = 301.56 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 68$$

$$n_f = 2.01 \approx n_{f \text{ sup}} = 2$$

Por consiguiente, tal y como se expuso al final del punto 6, una vez que $n_f \approx n_{f \text{ sup}}$, se calcularán definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido, con el fin de asegurar que el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor sea mayor o igual a $U \cdot A_{transf} = 5295.9 \text{ W/K}$. Concretamente, se considerarán 36 tubos en la fila inferior y 35 en la superior, esto es, $n_t = 71$. Así,

$$n_t = 71 \begin{cases} n_{t/1} = 36 \\ n_{t/2} = 35 \end{cases}$$

Área total de transferencia de calor

$$[AII.3.88] \Rightarrow A_{trans} = n_t \cdot A_o \cdot L_t \quad [AII.3.89]$$

$$\Downarrow$$

$$A_{trans} = 71 \cdot 0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m} = 313.74 \text{ m}^2$$

Anchura del haz de los tubos:

$$[AII.3.72] \Rightarrow Anc_{haz} = 36 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.286 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Área neta libre para el flujo de aire:

$$[AII.3.71] \Rightarrow A_{air} = n_{t/f} \cdot A_{air t} \quad [AII.3.90] \Rightarrow A_{air} = 36 \cdot 0.3354 \text{ m}^2 = 12.07 \text{ m}^2$$

$$\Downarrow$$

Velocidad frontal estándar del aire:

$$[AII.3.68] \Rightarrow v_{fa} = \frac{25.03 \text{ m}^3 / \text{s}}{12.07 \text{ m}^2} = 2.073 \text{ m} / \text{s}$$

Una vez obtenido estos datos básicos asociados al “nuevo” número de tubos, se calculará el coeficiente global de transferencia de calor siguiendo las pautas indicadas en el paso 8:

Coefficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales se realizará a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_l = \frac{\left[\frac{419.8 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{142.59 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0906 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 5.9$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_l = \frac{290.21 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{71} = 0.047 \text{ Kg} / \text{s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.047 \text{ Kg} / \text{s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 67.14 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$Re_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[67.14 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} + 67.14 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{557.1 \text{ Kg} / \text{m}^3}{8.00 \text{ Kg} / \text{m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 73607.3$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow Re_L = \frac{67.14 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1806 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 7877.3 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow Re_v = \frac{67.14 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0083 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 171333.9 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_l} = 0.026 \cdot (5.9)^{1/3} \cdot (73607.3)^{0.8} = 367.0 \Rightarrow h_i = \frac{k_l}{DI_t} \cdot 367.0 = \frac{0.0906 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 367.0 =$$

$$= 1569.8 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

- parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , es posible determinar la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{1569.8 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 10.77 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 10.77 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 78.23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas se realizará indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos de que la componen

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow \text{Pr} = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (\text{DO}_t \text{ en lugar de DI}_t) \Rightarrow \text{Re} = \frac{1.1102 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 2.073 \text{ m} / \text{s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 3035.8$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 3035.8^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 16.8$$

↓ [AII.3.25] (DO_t en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_t} \cdot 16.8 = \frac{0.0274 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 16.8 = 18.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

↓
Corrección de “h” para dos
filas (Tabla AII.3.21,
disposición al trebolillo)

$$h_o = 18.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.75}{0.68} = 20.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h}\cdot\text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , se puede determinar la resistencia global externa:

$$[AII.3.86] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{20.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 5.04 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{h_a + DO_t / 2}{DO_t / 2} &= \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} &= 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 20.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{236.9 \text{ W/m}\cdot\text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.14 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.98$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], puede determinarse $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 5.04 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot K / W \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / m}{0.98 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / m + 0.0709 \text{ m}^2 / m} = 5.13 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot K / W$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.74] \Rightarrow U = \frac{1}{(5.13 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot K / W + 78.23 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot K / W)} = 16.92 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot K$$

Por consiguiente, conocidos el área total de intercambio correspondiente a 71 tubos y el coeficiente global de transmisión de calor para las condiciones de trabajo, puede comprobarse si el producto de ambas variables es igual o superior al requerido por el sistema:

$$U \cdot A_{\text{transf}} = 16.92 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot K) \cdot 313.74 \text{ m}^2 = 5308.5 \text{ W} / K > 5295.9 \text{ W} / K$$

De esta forma, finalmente, se da por válida la disposición propuesta.

Hay que recordar que al final de la etapa 6 se comentó que, inicialmente, se resolverían los cálculos para dos filas de tubos y, posteriormente, se comprobaría la viabilidad de un incremento de n_f , en este caso, de $n_f = 3$. Si se partiese de una $v_{fa} = 3.6 \text{ m} / \text{s}$ (como se hizo para dos filas), se tendría $Anc_{\text{haz}} = 1.317 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$ y $n_f = 2.28 < n_{f \text{ sup}} = 3$. Entonces, al ser $n_f < n_{f \text{ sup}}$, tendría que repetirse el cálculo para un valor de v_{fa} notablemente superior al supuesto. Como consecuencia, la anchura del haz disminuiría en gran medida, esto es, estaría fuera de los límites indicados, además de que, difícilmente, se obtendrían tres filas de tubos. Por ello, se dispondrán únicamente dos filas.

Una vez que se ha alcanzado el primer y gran objetivo de este apartado, la estimación del número de tubos que constituye el equipo de transferencia de calor y la distribución de los mismos, se centrará la atención en la determinación del número y del diámetro de los ventiladores que proporcionan el caudal de aire refrigerante.

10. Determinación del número y del diámetro de los ventiladores:

A la hora de determinar los parámetros referentes a los ventiladores, se tendrá en cuenta una serie de consideraciones que van a incidir directamente en los cálculos:

- El diámetro de los ventiladores suele ser ligeramente menor que la anchura del haz de tubos (Perry y col., 2001a).
- El montaje del ventilador debe proporcionar un mínimo de $\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$ de diámetro entre el ventilador y la base de un intercambiador de tipo forzado, como es el proyectado (Perry y col., 2001a).
- Cada ventilador será colocado en una posición tal que el ángulo de dispersión del aire proporcionado no exceda los 45° (API Standard 661, 3ª edición).
- Cada ventilador tendrá un tamaño tal que ocupe al menos el 40 % del área del haz de tubos que ventila (API Standard 661, 3ª edición).

Así, en estos puntos, se basará el diseño y la disposición de los ventiladores:

Definición del diámetro del ventilador (\varnothing_{vent}) y cálculo del área del ventilador (A_{vent})

Según la consideración a):

$$\varnothing_{vent} \leq Anch_{haz} = 2.286 \text{ m} \rightarrow \varnothing_{vent} = 2.1 \text{ m}$$

↓

$$A_{vent} = \pi \cdot \frac{\varnothing_{vent}^2}{4} \quad [AII.3.91] \Rightarrow A_{vent} = \pi \cdot \frac{(2.1 \text{ m})^2}{4} = 3.46 \text{ m}^2$$

Definición de la distancia entre el ventilador y la base de los tubos ($d_{vent-haz}$)

Según la consideración b):

$$d_{vent-haz} \geq (1/2 \cdot \varnothing_{vent}, 3/4 \cdot \varnothing_{vent}) = (1.05 \text{ m}, 1.575 \text{ m}) \rightarrow d_{vent-haz} = 1.575 \text{ m}$$

Comentar que se ha seleccionado el valor superior del intervalo debido a que con éste se consigue, lógicamente, una mayor sección de ventilación.

Cálculo de la sección ventilada (A_{inc})

Como consecuencia de que el ventilador se encuentra a una cierta distancia del haz de tubos y que proporciona a éste un caudal de aire con un determinado ángulo de dispersión, el diámetro de la sección proyectada (\varnothing_{proy}) por el ventilador es

notablemente superior al diámetro del mismo. Como se acaba de comentar, el diámetro de la sección proyectada es función del ángulo de dispersión del aire (α_{air}); así, si se supone el valor extremo de α_{air} (ver consideración “c”), se llega a partir de consideraciones geométricas a:

$$\varnothing_{proy} = 2 \cdot d_{vent-haz} \cdot \text{tag}(\alpha_{air}) + \varnothing_{vent} \quad [AII.3.92] \Rightarrow \varnothing_{proy} = 2 \cdot 1.575 \text{ m} \cdot \text{tag}(45^\circ) + 2.1 \text{ m} = 5.25 \text{ m}$$

No obstante, no toda la sección (A_{proy}) correspondiente a este diámetro coincide con el área del haz de tubos ventilada, ya que, al tratarse el haz de un frente rectangular, la anchura del mismo Anc_{haz} siempre será inferior al diámetro \varnothing_{haz} ; por tanto, el área de incidencia (A_{inc}) se obtiene restándole a A_{proy} dicho tramo “desviado” (A_{des}):

$$\begin{aligned} \bullet A_{proy} &= \pi \cdot \frac{\varnothing_{proy}^2}{4} \quad [AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(5.25 \text{ m})^2}{4} = 21.65 \text{ m}^2 \\ \bullet A_{des} &= 2 \cdot A_{proy} \cdot \left[\frac{\arcsen(\psi / \varnothing_{proy})}{180} - \frac{(\psi / \varnothing_{proy}) \cdot \sqrt{1 - (\psi / \varnothing_{proy})^2}}{\pi} \right] \quad [AII.3.94] \end{aligned}$$

calculándose ψ –longitud mínima de tubo que ventila un ventilador- como:

$$\psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\varnothing_{proy}}{2}\right)^2 - \left(\frac{Anc_{haz}}{2}\right)^2} \quad [AII.3.95]$$

De la expresión anterior:

$$\psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{5.25 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{2.286 \text{ m}}{2}\right)^2} = 4.726 \text{ m}$$

y sustituyendo en [AII.3.94]:

$$A_{des} = 2 \cdot 21.65 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{4.726 \text{ m}}{5.25 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{4.726 \text{ m}}{5.25 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4.726 \text{ m}}{5.25 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 10.04 \text{ m}^2$$

Finalmente, teniendo en cuenta la definición dada previamente de A_{inc} :

$$A_{inc} = A_{proy} - A_{des} \quad [AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 21.65 \text{ m}^2 - 10.04 \text{ m}^2 = 11.61 \text{ m}^2$$

Determinación de la relación área del ventilador/ área ventilada

$$\frac{A_{vent}}{A_{inc}} = \frac{3.46 \text{ m}^2}{11.61 \text{ m}^2} = 0.298 < 0.4 \text{ (consideración "d")}$$

Entonces, se tienen dos parámetros opcionales a variar (reducir) para conseguir que A_{vent}/A_{inc} sea mayor o igual a 0.4: la distancia entre el ventilador y la base de los tubos, y el ángulo de dispersión del aire. La primera de las variables no puede ser reducida porque se ha partido de su valor mínimo permisible; por ello, se modificará la segunda de ellas. Así, se calculará el ángulo máximo por debajo del cual la relación A_{vent}/A_{inc} es mayor que 0.4. La obtención de dicho valor debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante del cociente A_{vent}/A_{inc} , un valor deseado de 0.40 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el ángulo de dispersión. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$\alpha_{air} \approx 31.3^\circ$$

que da lugar a un diámetro de la sección proyectada por el ventilador (\emptyset_{proy}) de:

$$[AII.3.92] \Rightarrow \emptyset_{proy} = 2 \cdot 1.575 \text{ m} \cdot \tan(31.3^\circ) + 2.1 \text{ m} = 4.017 \text{ m}$$

Para estas “nuevas” condiciones, se calculará el área de la sección ventilada, siguiendo el mismo procedimiento que el de la página anterior:

- $[AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(4.017 \text{ m})^2}{4} = 12.67 \text{ m}^2$

- A_{des} :

$$[AII.3.95] \Rightarrow \psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{4.017 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{2.286 \text{ m}}{2}\right)^2} = 3.303 \text{ m}$$

↓ [AII.3.94]

$$A_{des} = 2 \cdot 12.67 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{3.303 \text{ m}}{4.017 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{3.303 \text{ m}}{4.017 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{3.303 \text{ m}}{4.017 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 4.01 \text{ m}^2$$

↓

$$[AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 12.67 \text{ m}^2 - 4.01 \text{ m}^2 = 8.66 \text{ m}^2$$

Con estos datos es suficiente para afrontar la determinación del número de ventiladores (n_{vent}). De manera aproximada, el número de ventiladores viene dado por el cociente entre el área total del haz de tubos (A_{haz}) y el área de dicho haz ventilada por un único ventilador (habrá que sobredimensionar ya que los ventiladores cubren secciones circulares, no rectangulares como la del haz, por lo que sus proyecciones han de solaparse parcialmente):

$$n_{vent} = \frac{A_{haz}}{A_{inc}} = \frac{L_t \cdot Anc_{haz}}{A_{inc}} \quad [AII.3.97] \Rightarrow n_{vent} = \frac{9.144 \text{ m} \cdot 2.286 \text{ m}}{8.66 \text{ m}^2} = 2.41$$



$$n_{vent} = 3$$

Si en principio se supone una distribución homogénea de los ventiladores, la distancia entre los centros de los mismos será ($d_{vent-vent}$):

$$d_{vent-vent} = \frac{L_t}{n_{vent}} \quad [AII.3.98] \Rightarrow d_{vent-vent} = \frac{9.144 \text{ m}}{3} = 3.048 \text{ m}$$

y la distancia horizontal entre el centro de los ventiladores extremos y el fin adyacente del haz de tubos será ($d_{ext vent-haz}$):

$$d_{ext vent-haz} = \frac{d_{vent-vent}}{2} \quad [AII.3.99] \Rightarrow d_{ext vent-haz} = \frac{3.048 \text{ m}}{2} = 1.524 \text{ m} < \frac{\psi}{2} = \frac{3.303 \text{ m}}{2} = 1.652 \text{ m}$$

Es decir, la disposición es adecuada ya que la mitad de la longitud mínima ventilada es ligeramente superior a 1.524 m, de manera que es posible trabajar con un

ángulo de dispersión menor, a la vez que el aire destinado a incidir en la zona extrema de los tubos no experimenta apenas desviación respecto a su objetivo.

11. Cálculo de la potencia del ventilador:

La potencia de funcionamiento del ventilador será calculada mediante la siguiente expresión (Perry y col., 2001a):

$$Pot_{vent} (kW) = 2.72 \cdot 10^{-5} \cdot Q_{vent} (m^3/h) \cdot P_{T desc} (cm \text{ columna de agua}) \quad [AII.3.100]$$

donde Q_{vent} es el caudal de aire aportado por el ventilador y $P_{T desc}$ es la presión total de descarga, siendo ésta, a su vez, la suma de la presión estática (P_{est}) y la carga de velocidad (P_{vel}), es decir:

$$P_{T desc} = P_{est} + P_{vel} \quad [AII.3.101]$$

De la expresión [AII.3.100] se desconoce el valor de ambas variables presentes. Se determinará, pues, cada una de ellas:

⇒ Caudal de aire aportado por el ventilador (Q_{vent}):

Lógicamente, éste será el caudal de aire total a aportar entre el número de ventiladores, o lo que es lo mismo:

$$Q_{vent} = \frac{Q_{air}}{n_v} \quad [AII.3.102] \Rightarrow Q_{vent} = \frac{90115.3 \text{ m}^3/h}{3} = 30038.4 \text{ m}^3/h$$

⇒ Presión total de descarga ($P_{T Desc}$):

- Presión estática (P_{est}):

Los ventiladores se utilizan para producir bajas presiones, en general, con cargas de presión inferiores a 3.447 KPa. Así, si se considera como caso más desfavorable esta presión de 3.447 KPa, es posible determinar la presión estática expresada en longitud de columna de agua (condiciones normales) como:

$$P_{est} = \frac{\text{Carga de presión}}{\rho_{Ag} \cdot g} \quad [AII.3.103] \Rightarrow P_{est} = \frac{3447 \text{ Pa}}{10^3 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.3514 \text{ m} = 35.14 \text{ cm}$$

- Carga de velocidad (P_{vel}):

La carga de presión asociada a la velocidad del aire se obtiene como:

$$P_{vel} = \frac{v_{air}^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{air}}{\rho Ag} \quad [AII.3.104]$$

donde v_{air} es la velocidad del aire a la salida del ventilador, siendo ésta, a su vez:

$$v_{air} = \frac{Q_{vent}}{A_{vent}} \quad [AII.3.105]$$

Entonces, si se sustituye primero en la expresión anterior:

$$v_{air} = \frac{30038.4 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{3.46 \text{ m}^2} = 2.41 \text{ m/s}$$

y luego en [AII.3.104]:

$$P_{vel} = \frac{(2.41 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \cdot \frac{1.1102 \text{ Kg/m}^3}{10^3 \text{ Kg/m}^3} = 0.0003 \text{ m} = 0.03 \text{ cm}$$

Así, la presión total de descarga es:

$$[AII.3.101] \Rightarrow P_{T \text{ desc}} = 35.14 \text{ cm} + 0.03 \text{ cm} = 35.17 \text{ cm}$$

Una vez determinados el caudal de aire aportado por el ventilador y la presión de descarga, si se sustituye en la ecuación [AII.3.100]:

$$Pot_{vent} = 2.72 \cdot 10^{-5} \cdot 30038.4 \left(\text{m}^3 / \text{h} \right) \cdot 35.17 \text{ cm} = 28.7 \text{ KW}$$

Finalmente, si se considera una eficacia total del ventilador (el ventilador, el impulsor y el dispositivo de transmisión) del 75 %, resulta una potencia real de:

$$Pot_{vent}^r = \frac{Pot_{vent}}{0.75} = \frac{28.7 \text{ KW}}{0.75} = 38.3 \text{ KW}$$

↓
Sobredimensionando en un 10 %

$$Pot_{vent}^r = 42 \text{ KW}$$

3.2.1.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-1

Tal y como se anticipó en el apartado introductorio de los aerorrefrigerantes, el diseño mecánico de éstos se basa en la confirmación de la validez del espesor adoptado para los tubos. Así, de la misma forma que se comentó en el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos, como los tubos de los aerorrefrigerantes no son más que conducciones de pequeño diámetro, para tal comprobación se empleará una ecuación similar a [AII.6.8], al ser la presión promedio en el interior de los tubos de 2 atm, con la única excepción de que el margen por corrosión será la mitad, por el hecho de que, al tratarse de tuberías secundarias o menores, se estimará un tiempo de vida de 10 años en lugar de 20 (ver criterios en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión en el apartado 2.2.6). Teniendo en cuenta este hecho, la expresión resultante coincide con [AII.3.57].

Como:

$$DO_t = 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

y

$$T_D = T_{m\acute{a}x} = 204.2 \text{ } ^\circ\text{C} = 399.6 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

la sustitución en la expresión [AII.3.57] da lugar a:

$$e'_t = 1.475 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

3.2.1.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-1

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se determinará de manera aproximada el volumen del aerorrefrigerante. Para ello, hay que tener presente que el principal volumen de éste no lo constituyen los tubos del mismo, sino los cabezales. Por consiguiente, será imprescindible estimar la capacidad de éstos, sabiendo que vienen caracterizados por una altura, una anchura y una profundidad:

- Altura del cabezal (h_{cab}^{AE}):

$$h_{cab}^{AE} = (n^{\circ} \text{ filas} - 1) \cdot \text{distancia entre filas} + \text{diámetro del tubo aleteado} + 200 \text{ mm}^* =$$

$$= (n_f - 1) \cdot \frac{p'}{2} \cdot \text{tg } 60^{\circ} + (DO_t + 2 \cdot h_a) + 200 \text{ mm} \quad [AII.3.106]$$

*Espesor de las paredes del cabezal y las holguras mínimas necesarias entre tubo y pared del cabezal.

⇓

$$h_{cab}^{AE} = (2 - 1) \cdot \frac{63.5 \text{ mm}}{2} \cdot \text{tg } 60^{\circ} + (25.4 \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \text{ mm}) + 200 \text{ mm} = 293 \text{ mm} = 0.293 \text{ m}$$

- Anchura del cabezal (Anc_{cab}^{AE}):

$$Anc_{cab}^{AE} = \text{Anchura del haz} + 200 \text{ mm}^* = Anc_{haz} + 200 \text{ mm} \quad [AII.3.107]$$

*Espesor de las paredes del cabezal y las holguras mínimas necesarias entre tubo y pared del cabezal.

⇓

$$Anc_{cab}^{AE} = 2.286 \cdot 10^3 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 2486 \text{ mm} = 2.486 \text{ m}$$

- Profundidad del cabezal (Pr_{cab}^{AE}):

La profundidad de los cabezales dependerá del diámetro de las tubuladuras que deben usarse. Se supondrá una profundidad estándar de:

$$Pr_{cab}^{AE} = 500 \text{ mm} = 0.5 \text{ m}$$

Por consiguiente, el volumen de un cabezal será:

$$V_{cab}^{AE} = h_{cab}^{AE} \cdot Anc_{cab}^{AE} \cdot Pr_{cab}^{AE} \quad [AII.3.108] \Rightarrow V_{cab}^{AE} = 0.293 \text{ m} \cdot 2.486 \text{ m} \cdot 0.5 \text{ m} = 0.3643 \text{ m}^3$$

Por otro lado, el volumen de un tubo vendrá dado por:

$$V_t^{AE} = SI_t \cdot L_t \quad [AII.3.109] \Rightarrow V_t^{AE} = 352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 9.144 \text{ m} = 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Y, finalmente, se calculará el volumen del aerorrefrigerante como:

$$V_{AE} = 2 \cdot V_{cab}^{AE} + n_t \cdot V_t^{AE} \quad [AII.3.110] \Rightarrow V_{AE} = 2 \cdot 0.3643 \text{ m}^3 + 71 \cdot 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 0.9574 \text{ m}^3$$

Así, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 2.13 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.9574 \text{ m}^3$, el aerorrefrigerante de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 2.13 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0.9574 \text{ m}^3 = 2.04 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal aerorrefrigerante en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el aerorrefrigerante EA-1 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 204.2 °C. Por ello, este equipo pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el aerorrefrigerante EA-1.

3.2.2. Aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano (AE-2 Y AE-3)

En este apartado se aplicarán directamente a uno de los aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano (ambos son idénticos) los pasos básicos expuestos en el apartado 3.2.1 relativos al cálculo tanto del dimensionamiento como del diseño mecánico.

3.2.2.1. Dimensionamiento de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3

1.

- × Fluido frío (circulación por exterior de los tubos, perpendicularmente a éstos): aire atmosférico.
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): parafinas en estado vapor procedentes del plato 54 de la columna Tridecano –presión aproximada de 2 atm-.

2.

La composición molar del vapor es coincidente con la del destilado, presentada en la tabla AII.2.36. Sabiendo que $V = 8066.25 \text{ kmol/día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente mediante [AII.3.65]:

Componentes	y_i	V_i (kmol/día)
n-C10	0.110	888.67
n-C11	0.311	2509.02
n-C12	0.318	2562.73
n-C13	0.260	2094.23
n-C14	0.001	11.60
n-C15	0.000	0.00
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	8066.25

TABLA AII.3.24: Caudales y composiciones molares de la corriente de los aerorrefrigerante AE-2 y AE-3

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales máscicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones

al caso que ocupa y teniendo en cuenta un valor del peso molecular medio de 166.57 g/mol de la corriente de interés, se llega a:

$$\bullet [AII.2.8] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = \frac{V \cdot PM_V}{1000} = 1343.57 \text{ Tn/día} \xrightarrow{[AII.2.9]} V_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{V\ i} \cdot V_{m\acute{a}sico}$$

Ahora sí, se está en disposición de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades másicas:

Componentes	Y _i	V _{másico i} (Ton/día)
n-C10	0.094	126.45
n-C11	0.292	392.19
n-C12	0.325	436.53
n-C13	0.287	386.10
n-C14	0.002	2.30
n-C15	0.000	0.00
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	1343.57

TABLA AII.3.25: Caudales y composiciones másicas de la corriente de los aerorrefrigerante AE-2 y AE-3

En relación a las temperaturas de entrada y salida en el aerorrefrigerante de la corriente de cabeza de la columna Tridecano, éstas coinciden, respectivamente, con las de rocío (ver tabla AII.2.42, T₁) y burbuja (ver apartado 2.3.3.1) de la citada corriente, ya que ésta entra en estado de vapor saturado y sale, como consecuencia de la exclusiva retirada de calor de vaporización en el aerorrefrigerante, en estado de líquido saturado:

$$T_1 = 245.4 \text{ °C} \quad \text{y} \quad T_2 = 237.6 \text{ °C}$$

3.

Calor intercambiado:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{245.4 \text{ °C} + 237.6 \text{ °C}}{2} = 241.5 \text{ °C}$$

↓

$$[AII.3.66] \Rightarrow Q_{transf} = 38679.2 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 8066.25 \text{ Kmol} / \text{día} = 311996320.7 \text{ KJ} / \text{día} = 12999846.7 \text{ KJ} / \text{h} = 3611068.53 \text{ W}$$

4.

Temperaturas de entrada y salida del aire atmosférico:

$$t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T=30 \text{ }^\circ\text{C}} t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

5.

Caudal másico y volumétrico de aire necesario:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30.0 \text{ }^\circ\text{C} + 60.0 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 45.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

↓ [AII.3.67]

$$M_{Air} = \frac{12999846.7 \text{ KJ/h}}{1.0078 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}\cdot(60.0 \text{ }^\circ\text{C} - 30.0 \text{ }^\circ\text{C})} = 429974.4 \text{ Kg/h}$$

↓ [AII.3.69]

$$Q_{air} = \frac{429974.4 \text{ Kg/h}}{1.1102 \text{ Kg/m}^3} = 387294.6 \text{ m}^3/\text{h} = 107.58 \text{ m}^3/\text{s}$$

6.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(245.4 \text{ }^\circ\text{C} - 60.0 \text{ }^\circ\text{C}) - (237.6 \text{ }^\circ\text{C} - 30.0 \text{ }^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(245.4 \text{ }^\circ\text{C} - 60.0 \text{ }^\circ\text{C})}{(237.6 \text{ }^\circ\text{C} - 30.0 \text{ }^\circ\text{C})} \right]} = 196.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

F_T

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{204.0 \text{ }^\circ\text{C} - 204.2 \text{ }^\circ\text{C}}{30.0 \text{ }^\circ\text{C} - 204.2 \text{ }^\circ\text{C}} = 0.001 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{30.0 \text{ }^\circ\text{C} - 60.0 \text{ }^\circ\text{C}}{204.0 \text{ }^\circ\text{C} - 204.2 \text{ }^\circ\text{C}} = 125.6 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.2}} F_T \approx 1$$

Éste es un resultado lógico, ya que al tener lugar un cambio de fase, la corriente parafínica permanece a una temperatura prácticamente constante, y, por tanto, el sistema no experimenta desviación con respecto a la contracorriente pura.

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{12999846.7 \text{ KJ/h}}{1 \cdot 196.3 \text{ }^\circ\text{C}} = 66219.6 \text{ KJ/h}\cdot\text{K} = 18394.3 \text{ W/K}$$

Llegado este punto y conociendo de antemano los datos necesarios para el posterior cálculo del coeficiente global de transmisión de calor, se propondrá la siguiente estrategia: se supondrá la velocidad frontal del aire (v_{fa}), a partir de la cual y de las dimensiones de los tubos, es posible determinar el número de tubos que integrará cada fila de éstos ($n_{t/f}$). Junto con ello, se debe disponer del número de tubos totales (n_t) en el aerorrefrigerante; así, la suposición del número de filas (n_f), que es la otra variable de iteración, proporciona directamente el valor de n_t . En relación a n_f hay que tener en cuenta una consideración: generalmente, con el fin de maximizar la eficiencia de la transferencia de calor, es recomendable que sean usadas al menos dos o tres filas de tubos (McKetta, 1992), ya que la disposición de todos los tubos en una única fila daría lugar a una eficiencia de la transferencia de calor muy baja debido a que una cantidad importante de la corriente de aire no contactaría con los tubos. Por tal motivo, se resolverán los cálculos, inicialmente, para dos filas de tubos, y, posteriormente, se comprobará si es viable un incremento de n_f . Entonces, una vez que se conoce $v_{fa\ sup}$, $n_{t/f\ sup}$, $n_{f\ sup}$ y $n_{t\ sup}$, se estima el coeficiente global de transmisión de calor (U). A partir de U y del producto $U \cdot A$, es posible determinar el valor de A necesario para que se satisfagan los requerimientos energéticos del sistema, y, consecuentemente, n_t y n_f , ésta última variable como el cociente entre n_t y $n_{t/f\ sup}$. Si n_f coincide con $n_{f\ sup}$, el proceso de iteración se da por concluido. En caso contrario, si $n_f > n_{f\ sup}$ o $n_f < n_{f\ sup}$, se repetirá el procedimiento con el mismo $n_{f\ sup}$ y con un valor de v_{fa} inferior (menor velocidad \rightarrow mayor anchura de la sección \rightarrow mayor número de tubos por fila \rightarrow menor valor de n_f) o superior (viceversa) al supuesto, respectivamente. Cuando $n_f \approx n_{f\ sup}$, se calcularán definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido.

7.

Velocidad frontal estándar del aire (cálculo del número de tubos por fila)

$$v_{fa} = 3.6 \text{ m/s}$$

↓ [AII.3.70]

Área neta libre para el flujo de aire:

$$A_{air} = \frac{107.58 \text{ m}^3/\text{s}}{3.6 \text{ m/s}} = 29.88 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.71]

Número de tubos/fila:

$$n_{t/f} = \frac{29.88 \text{ m}^2}{0.3354 \text{ m}^2} \approx 89$$

↓ [AII.3.72]

Anchura del haz de los tubos:

$$Anc_{haz} = 89 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.658 \text{ m} \notin (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Por consiguiente, con el fin de reducir la anchura del haz, tendrá que considerarse una velocidad del aire menor. Se tomará aquella que da lugar a la anchura del haz correspondiente al límite superior permisible de éste (4.8 m):

$$v_{fa} = 4.24 \text{ m/s}$$

↓ [AII.3.70]

Área neta libre para el flujo de aire:

$$A_{air} = \frac{107.58 \text{ m}^3/\text{s}}{4.24 \text{ m/s}} = 25.35 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.71]

Número de tubos/fila:

$$n_{t/f} = \frac{25.35 \text{ m}^2}{0.3354 \text{ m}^2} \approx 76$$

↓ [AII.3.72]

Anchura del haz de los tubos:

$$A_{haz} = 76 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \approx 4.8 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Número de filas (cálculo del número de tubos totales)

$$n_f = 2$$

↓ [AII.3.73]

$$n_t = 2 \cdot 76 = 152$$

8.

Coefficiente global de transferencia de calor (U):

Coefficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales será realizado a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_t = \frac{\left[\frac{507.3 \cdot 10^3 \text{ J / (Kmol} \cdot \text{K)}}{166.6 \text{ Kg / Kmol}} \right] \cdot 0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W / m} \cdot \text{K}} = 6.28$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_t = \frac{1343.57 \cdot 10^3 \text{ Kg / día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{152} = 0.102 \text{ Kg / s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.102 \text{ Kg / s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 145.14 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$Re_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[145.14 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s} + 145.14 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{550.9 \text{ Kg / m}^3}{8.65 \text{ Kg / m}^3} \right)^{1/2} \right] = 150345.4$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow Re_L = \frac{145.14 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1836 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 16744.0 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow Re_v = \frac{G_v \cdot DI_t}{\mu_v} \Rightarrow Re_v = \frac{145.14 \text{ Kg / m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0084 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 365300.5 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_l} = 0.026 \cdot (6.28)^{1/3} \cdot (150345.4)^{0.8} = 664.6 \Rightarrow h_i = \frac{k_l}{DI_t} \cdot 664.6 = \frac{0.0891 W / m \cdot K}{21.2 \cdot 10^{-3} m} \cdot 664.6 = 2794.9 W / m^2 \cdot K$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

• parafinas lineales \rightarrow keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / Btu \rightarrow R_{si} = 0.0025 h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / Btu = 4.40 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / W$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , puede determinarse la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{2794.9 W / m^2 \cdot K} + 4.40 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / W = 7.98 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / W$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 7.98 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / W \cdot \frac{0.4832 m^2 / m}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} m^2 / m} = 57.95 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / W$$

Coeficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas será realizado indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos de que la componen

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 J / (Kg \cdot K) \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s}{0.0274 W / m \cdot K} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_t \text{ en lugar de } DI_t) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 Kg / m^3 \cdot 4.24 m / s \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} m}{0.0193 \cdot 10^{-3} Pa \cdot s} = 6213.8$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2.6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 6213.8^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 27.4$$

↓ [AII.3.25] (DO_t en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_t} \cdot 27.4 = \frac{0.0274 \text{ W / m} \cdot \text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 27.4 = 29.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

↓
Corrección de "h" para dos
filas (Tabla AII.3.21,
disposición al trebosillo)

$$h_o = 29.5 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.75}{0.68} = 32.6 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F / Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , es posible determinar la resistencia global externa:

$$[AII.3.86] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{32.6 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W} = 3.11 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K / W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$T_1 = 245.4 \text{ } ^\circ\text{C (situación más desfavorable)} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.23}} k = 235.3 \text{ W / m}\cdot\text{K}$$

$$\left. \begin{aligned} & \bullet \frac{h_a + DO_t / 2}{DO_t / 2} = \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ & \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 32.6 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}{235.3 \text{ W / m}\cdot\text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.18 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.98$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], se puede determinar $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 3.11 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.98 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 3.16 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[\text{AII.3.74}] \Rightarrow U = \frac{1}{(3.16 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 57.95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 26.71 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

9. Etapa de comprobación y proceso de iteración:

Como se comentó al final de la etapa 6 con respecto a la estrategia de cálculo, ahora hay que comprobar la concordancia existente entre $n_{f \text{ sup}}$ y n_f . Para ello, hay que realizar una serie de estimaciones previas:

- Área necesaria para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que $U = 26.71 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$ y $U \cdot A_{\text{transf}} = 18394.3 \text{ W / K}$, se puede determinar sin problema alguno el área deseada:

$$A_{\text{transf}} = \frac{U \cdot A_{\text{transf}}}{U} = \frac{18394.3 \text{ W / K}}{26.71 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} = 688.37 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.88]

Número de tubos:

$$n_t = \frac{688.37 \text{ m}^2}{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m}} \approx 156$$

↓

Número de filas:

$$n_f = \frac{n_t}{n_{t/f \text{ sup}}} = \frac{156}{76} = 2.06 > n_{f \text{ sup}} = 2$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $n_f > n_{f \text{ sup}}$, en principio se repetirían todos los pasos con un valor de v_{fa} inferior al supuesto inicialmente. Sin embargo, como se pudo observar en el punto 7, un valor de la velocidad del aire menor a 4.24 m/s daba lugar a una anchura del haz que sobrepasaba el límite superior permisible de éste (4.8 m). Ante este problema, se ha pensado como solución suponer inicialmente tres filas de tubos, de manera que, a priori, la anchura del haz debe reducirse. Se realizarán los cálculos nuevamente a partir de la etapa 7:

7'.

Velocidad frontal estándar del aire (cálculo del número de tubos por fila)

Hay que tener en cuenta, según el resultado de la etapa 9 (sólo orientativo para este caso, ya que ese fue determinado para dos filas de tubos), que si $n_{f \text{ sup}}$ es igual a 3, se debe seleccionar una velocidad del aire netamente superior a la supuesta inicialmente (4.24 m/s), dada la diferencia entre n_f y $n_{f \text{ sup}}$. Así, por ejemplo,

$$v_{fa} = 8 \text{ m/s}$$

↓ [AII.3.70]

Área neta libre para el flujo de aire:

$$A_{air} = \frac{107.58 \text{ m}^3 / \text{s}}{8 \text{ m/s}} = 13.45 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.71]

Número de tubos/fila:

$$n_{t/f} = \frac{13.45 \text{ m}^2}{0.3354 \text{ m}^2} \approx 40$$

↓[AII.3.72]

Anchura del haz de los tubos:

$$A_{haz} = 40 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.546 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Número de filas (cálculo del número de tubos totales)

$$n_f = 3$$

↓ [AII.3.73]

$$n_t = 3 \cdot 40 = 120$$

8'.

Coeficiente global de transferencia de calor (U):

Coeficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales será realizado a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_t = \frac{\left[\frac{507.3 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{166.6 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 6.28$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_t = \frac{1343.57 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{120} = 0.130 \text{ Kg} / \text{s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.130 \text{ Kg} / \text{s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 183.84 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$\text{Re}_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[183.84 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} + 183.84 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3}{8.65 \text{ Kg} / \text{m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 190437.5$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{183.84 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1836 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 21209.0 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{G_v \cdot DI_t}{\mu_v} \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{183.84 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0084 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 462714.0 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_l} = 0.026 \cdot (6.28)^{1/3} \cdot (190437.5)^{0.8} = 803.0 \Rightarrow h_i = \frac{k_l}{DI_t} \cdot 803.0 = \frac{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 803.0 =$$

$$= 3376.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

• parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , es posible determinar la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{3376.7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 7.36 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 7.36 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 53.47 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas se realizará indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos de que la componen

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_t \text{ en lugar de } DI_t) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 8 \text{ m}/\text{s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 11714.2$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 11714.2^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 42.2$$

↓ [AII.3.25] (DO_t en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_t} \cdot 42.2 = \frac{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 42.2 = 45.5 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$



Corrección de "h" para tres filas (Tabla AII.3.21, disposición al trebosillo)

$$h_o = 45.5 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.83}{0.68} = 55.5 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , puede determinarse la resistencia global externa:

$$[AII.3.86] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{55.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 1.84 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{h_a + DO_t / 2}{DO_t / 2} &= \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} &= 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 55.5 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}}{235.3 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.23 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.97$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], puede determinarse $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 1.84 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.97 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 1.89 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[AII.3.74] \Rightarrow U = \frac{1}{(1.89 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 53.47 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 41.2 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

9'. Etapa de comprobación y proceso de iteración:

Como se comentó al final de la etapa 6 con respecto a la estrategia de cálculo, ahora hay que comprobar la concordancia existente entre $n_{f \text{ sup}}$ y n_f . Para ello, hay que realizar una serie de estimaciones previas:

- Área necesaria para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que $U = 41.2 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ y $U \cdot A_{\text{transf}} = 18394.3 \text{ W} / \text{K}$, se puede determinar sin problema alguno el área deseada:

$$A_{\text{transf}} = \frac{U \cdot A_{\text{transf}}}{U} = \frac{18394.3 \text{ W} / \text{K}}{41.2 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} = 446.07 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.88]

Número de tubos:

$$n_t = \frac{446.07 \text{ m}^2}{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m}} \approx 101$$

↓

Número de filas:

$$n_f = \frac{n_t}{n_{t/f \text{ sup}}} = \frac{101}{40} = 2.52 < n_{f \text{ sup}} = 3$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $n_f < n_{f \text{ sup}}$, se repetirán todos los pasos con un valor de v_{fa} notablemente superior al supuesto inicialmente, dada la diferencia entre n_f y $n_{f \text{ sup}}$:

⇒ Si se parte de un valor de $v_{fa} = 11 \text{ m} / \text{s}$, se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrarán cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$n_{f \text{ sup}} = 3$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 87$$

$$A_{\text{haz}} = 1.852 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

$$U = 49.6 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 370.78 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 84$$

$$n_f = 2.88 < n_{f \text{ sup}} = 3$$

⇒ Por tanto, se proseguirá con el procedimiento para una velocidad frontal estándar del aire aún más superior ($v_{fa} = 12 \text{ m/s}$):

$$n_{f \text{ sup}} = 3$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 81$$

$$A_{\text{haz}} = 1.697 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

$$U = 52.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 353.33 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 80$$

$$n_f = 2.99 \approx n_{f \text{ sup}} = 3$$

Por consiguiente, tal y como se expuso al final del punto 6, una vez que $n_f \approx n_{f \text{ sup}}$, se calcularán definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido, con el fin de asegurar que el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor sea mayor o igual a $U \cdot A_{\text{transf}} = 18394.3 \text{ W/K}$. Concretamente, se considerarán 28 tubos en las filas inferior y superior y 27 en la intermedia, esto es, $n_t = 83$. Así,

$$n_t = 83 \left\{ \begin{array}{l} n_{t/1} = 28 \\ n_{t/2} = 27 \\ n_{t/3} = 28 \end{array} \right.$$

Área total de transferencia de calor:

$$\rightarrow [AII.3.89] \Rightarrow A_{\text{trans}} = 83 \cdot 0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m} = 366.76 \text{ m}^2$$

Anchura del haz de los tubos:

$$[AII.3.72] \Rightarrow Anc_{haz} = 28 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.778 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Área neta libre para el flujo de aire:

$$[AII.3.90] \Rightarrow A_{air} = 28 \cdot 0.3354 \text{ m}^2 = 9.39 \text{ m}^2$$

↓

Velocidad frontal estándar del aire:

$$[AII.3.68] \Rightarrow v_{fa} = \frac{107.58 \text{ m}^3 / \text{s}}{9.39 \text{ m}^2} = 11.46 \text{ m/s}$$

Una vez obtenido estos datos básicos asociados al “nuevo” número de tubos, se calculará el coeficiente global de transferencia de calor siguiendo las pautas indicadas en el paso 8:

Coeficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales se realizará a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_t = \frac{\left[\frac{507.3 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{166.6 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0891 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 6.28$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_t = \frac{1343.57 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{83} = 0.187 \text{ Kg} / \text{s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.187 \text{ Kg/s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 265.80 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$\text{Re}_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[265.80 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} + 265.80 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{550.9 \text{ Kg/m}^3}{8.65 \text{ Kg/m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 275331.3$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{265.80 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1836 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 30663.6 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{265.80 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0084 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 668984.1 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_l} = 0.026 \cdot (6.28)^{1/3} \cdot (275331.3)^{0.8} = 1078.4 \Rightarrow h_i = \frac{k_l}{DI_t} \cdot 1078.4 = \frac{0.0891 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 1078.4 =$$

$$= 4535.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

- parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , es posible determinar la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{4535.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 6.61 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 6.61 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 47.98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coeficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas será realizado indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos de que la componen

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J / (Kg} \cdot \text{K)} \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W / m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_t \text{ en lugar de } DI_t) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 \text{ Kg / m}^3 \cdot 11.46 \text{ m / s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 16775.2$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 11714.2^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 53.8$$

↓ [AII.3.25] (DO_t en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_t} \cdot 53.8 = \frac{0.0274 \text{ W / m} \cdot \text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 53.8 = 58.1 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

↓
Corrección de "h" para tres
filas (Tabla AII.3.21,
disposición al trebosillo)

$$h_o = 58.1 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.83}{0.68} = 70.9 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , puede determinarse la resistencia global externa:

$$[\text{AII.3.86}] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{70.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 1.45 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{h_a + DO_t / 2}{DO_t / 2} &= \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} &= 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 70.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}}{235.3 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.26 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.97$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], puede determinarse $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 1.45 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.97 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 1.49 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[\text{AII.3.74}] \Rightarrow U = \frac{1}{(1.49 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 47.98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 50.79 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por consiguiente, conocidos el área total de intercambio correspondiente a 83 tubos y el coeficiente global de transmisión de calor para las condiciones de trabajo, se puede comprobar si el producto de ambas variables es igual o superior al requerido por el sistema:

$$U \cdot A_{transf} = 50.79 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 366.76 \text{ m}^2 = 18627.2 \text{ W / K} > 18394.3 \text{ W / K}$$

De esta forma, finalmente, se da por válida la disposición propuesta.

Hay que recordar que al final de la etapa 6 se comentó que, inicialmente, se resolverían los cálculos para dos filas de tubos, aunque luego se haya hecho para tres, y, posteriormente, se comprobaría la viabilidad de un incremento de n_f , en este caso, de $n_f = 4$. Partiendo de una $v_{fa} = 12 \text{ m/s}$ (última velocidad del aire considerada para el caso de tres filas), se tendría $A_{haz} = 1.697 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$ y $n_f = 2.90 < n_{f \text{ sup}} = 4$. Entonces, al ser $n_f < n_{f \text{ sup}}$, sería necesario repetir el cálculo para un valor de v_{fa} notablemente superior al supuesto. Como consecuencia, la anchura del haz disminuiría en gran medida, esto es, estaría fuera de los límites indicados, además de que, difícilmente, se obtendrían cuatro filas de tubos. Por ello, se dispondrán únicamente tres filas.

10.

A la hora de determinar los parámetros referentes a los ventiladores, se tendrán en cuenta las consideraciones expuestas en el punto 10 del apartado 3.2.1.1.

Definición del diámetro del ventilador (\emptyset_{vent}) y cálculo del área del ventilador (A_{vent})

Según la consideración a):

$$\emptyset_{vent} \leq Anch_{haz} = 1.778 \text{ m} \rightarrow \emptyset_{vent} = 1.6 \text{ m}$$

↓

$$[AII.3.91] \Rightarrow A_{vent} = \pi \cdot \frac{(1.6 \text{ m})^2}{4} = 2.01 \text{ m}^2$$

Definición de la distancia entre el ventilador y la base de los tubos ($d_{vent-haz}$)

Según la consideración b):

$$d_{vent-haz} \geq (1/2 \cdot \varnothing_{vent}, 3/4 \cdot \varnothing_{vent}) = (0.8 \text{ m}, 1.2 \text{ m}) \rightarrow d_{vent-haz} = 1.2 \text{ m}$$

Comentar que se ha seleccionado el valor superior del intervalo debido a que con éste se consigue, lógicamente, una mayor sección de ventilación.

Cálculo de la sección ventilada (A_{inc})

Si se supone el valor extremo de α_{air} (ver consideración "c"), se llega a:

$$[AII.3.92] \Rightarrow \varnothing_{proy} = 2 \cdot 1.2 \text{ m} \cdot \text{tag}(45^\circ) + 1.6 \text{ m} = 4 \text{ m}$$

• $[AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(4 \text{ m})^2}{4} = 12.57 \text{ m}^2$

• A_{des} :

$$[AII.3.95] \Rightarrow \psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{4 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{1.778 \text{ m}}{2}\right)^2} = 3.583 \text{ m}$$

↓ [AII.3.94]

$$A_{des} = 2 \cdot 12.57 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{3.583 \text{ m}}{4 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{3.583 \text{ m}}{4 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{3.583 \text{ m}}{4 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 5.70 \text{ m}^2$$

$$[AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 12.57 \text{ m}^2 - 5.70 \text{ m}^2 = 6.87 \text{ m}^2$$

Determinación de la relación área del ventilador/ área ventilada

$$\frac{A_{vent}}{A_{inc}} = \frac{2.01 \text{ m}^2}{6.87 \text{ m}^2} = 0.293 < 0.4 \text{ (consideración "d")}$$

Ante este resultado, como ya se comentó en el cálculo detallado del aerorrefrigerante EA-1, existen dos parámetros opcionales a variar (reducir) para

conseguir que A_{vent}/A_{inc} sea mayor o igual a 0.4: la distancia entre el ventilador y la base de los tubos, y el ángulo de dispersión del aire. La primera de las variables no puede ser reducida porque se ha partido de su valor mínimo permisible; por ello, se modificará la segunda de ellas. Así, se calculará el ángulo máximo por debajo del cual la relación A_{vent}/A_{inc} es mayor que 0.4 La obtención de dicho valor debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante del cociente A_{vent}/A_{inc} , un valor deseado de 0.40 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el ángulo de dispersión. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$\alpha_{air} \approx 30.5^\circ$$

que da lugar a un diámetro de la sección proyectada por el ventilador (\emptyset_{proy}) de:

$$[AII.3.92] \Rightarrow \emptyset_{proy} = 2 \cdot 1.2 \text{ m} \cdot \tan(30.5^\circ) + 1.6 \text{ m} = 3.013 \text{ m}$$

Para estas “nuevas” condiciones, se calculará el área de la sección ventilada, siguiendo el mismo procedimiento que el de la página anterior:

- $[AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(3.013 \text{ m})^2}{4} = 7.13 \text{ m}^2$

- A_{des} :

$$[AII.3.95] \Rightarrow \psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{3.013 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{1.778 \text{ m}}{2}\right)^2} = 2.432 \text{ m}$$

↓ [AII.3.94]

$$A_{des} = 2 \cdot 7.13 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{2.432 \text{ m}}{3.013 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{2.432 \text{ m}}{3.013 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{2.432 \text{ m}}{3.013 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 2.10 \text{ m}^2$$

$$[AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 7.13 \text{ m}^2 - 2.10 \text{ m}^2 = 5.03 \text{ m}^2$$

Con estos datos es suficiente para afrontar la determinación del número de ventiladores (n_{vent}). De manera aproximada, el número de ventiladores viene dado por el cociente entre el área total del haz de tubos (A_{haz}) y el área de dicho haz ventilada por un único ventilador (habrá que sobredimensionar ya que los ventiladores cubren secciones circulares, no rectangulares como la del haz, por lo que sus proyecciones han de solaparse parcialmente):

$$[AII.3.97] \Rightarrow n_{vent} = \frac{9.144 \text{ m} \cdot 1.778 \text{ m}}{5.03 \text{ m}^2} = 3.23$$



$$n_{vent} = 4$$

Si en principio se supone una distribución homogénea de los ventiladores, la distancia entre los centros de los mismos será ($d_{vent-vent}$):

$$[AII.3.98] \Rightarrow d_{vent-vent} = \frac{9.144 \text{ m}}{4} = 2.286 \text{ m}$$

y la distancia horizontal entre el centro de los ventiladores extremos y el fin adyacente del haz de tubos será ($d_{ext vent-haz}$):

$$[AII.3.99] \Rightarrow d_{ext vent-haz} = \frac{2.286 \text{ m}}{2} = 1.143 \text{ m} < \frac{\psi}{2} = \frac{2.432 \text{ m}}{2} = 1.216 \text{ m}$$

Es decir, la disposición es adecuada ya que la mitad de la longitud mínima ventilada es ligeramente superior a 1.143 m, de manera que es posible trabajar con un ángulo de dispersión menor, a la vez que el aire destinado a incidir en la zona extrema de los tubos no experimenta apenas desviación respecto a su objetivo.

11.

La potencia de funcionamiento del ventilador será calculada mediante la expresión [AII.3.100]. Ya que se desconoce el valor de las variables presentes en tal ecuación, se determinarán, pues, cada una de ellas:

⇒ Caudal de aire aportado por el ventilador (Q_{vent}):

$$[AII.3.102] \Rightarrow Q_{vent} = \frac{387294.6 \text{ m}^3 / h}{4} = 96823.6 \text{ m}^3 / h$$

⇒ Presión total de descarga ($P_{T Desc}$):

• Presión estática (P_{est}):

Los ventiladores se utilizan para producir bajas presiones, en general, con cargas de presión inferiores a 3.447 KPa. Así, si se considera como caso más desfavorable esta presión de 3.447 KPa, se puede determinar la presión estática, expresada en longitud de columna de agua (condiciones normales), como:

$$[AII.3.103] \Rightarrow P_{est} = \frac{3447 \text{ Pa}}{10^3 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} = 0.3514 \text{ m} = 35.14 \text{ cm}$$

• Carga de velocidad (P_{vel}):

$$[AII.3.105] \Rightarrow v_{air} = \frac{96823.6 \text{ m}^3 / h \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{2.01 \text{ m}^2} = 13.38 \text{ m} / \text{s}$$

↓ [AII.3.104]

$$P_{vel} = \frac{(13.38 \text{ m} / \text{s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} \cdot \frac{1.1102 \text{ Kg} / \text{m}^3}{10^3 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 0.0101 \text{ m} = 1.01 \text{ cm}$$

Así, la presión total de descarga es:

$$[AII.3.101] \Rightarrow P_{T desc} = 35.14 \text{ cm} + 1.01 \text{ cm} = 36.15 \text{ cm}$$

Una vez determinados el caudal de aire aportado por el ventilador y la presión de descarga, si se sustituye en la ecuación [AII.3.100]:

$$Pot_{vent} = 2.72 \cdot 10^{-5} \cdot 96823.6 \left(\text{m}^3 / h \right) 36.15 \text{ cm} = 95.2 \text{ KW}$$

Finalmente, si se considera una eficacia total del ventilador (el ventilador, el impulsor y el dispositivo de transmisión) del 75 %, resulta una potencia real de:

$$Pot_{vent}^r = \frac{Pot_{vent}}{0.75} = \frac{95.2 \text{ KW}}{0.75} = 126.9 \text{ KW}$$

$$\begin{array}{c} \downarrow \\ \text{Sobredimensionando en un 10 \%} \\ Pot_{vent}^r = 140 \text{ KW} \end{array}$$

3.2.2.2. Diseño mecánico de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3

$$\circ DO_t = 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 245.4 \text{ } ^\circ\text{C} = 473.8 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\downarrow [\text{AII.3.57}]$$

$$e'_t = 1.476 \text{ mm} < e_t = 2.108 \text{ mm}$$

3.2.2.3. Categoría de los aerorrefrigerantes AE-2 y AE-3

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se determinará de manera aproximada el volumen del aerorrefrigerante:

- Altura del cabezal (h_{cab}^{AE}):

$$[\text{AII.3.106}] \Rightarrow h_{cab}^{AE} = (3-1) \cdot \frac{63.5 \text{ mm}}{2} \cdot \text{tg } 60^\circ + (25.4 \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \text{ mm}) + 200 \text{ mm} = 348 \text{ mm} = 0.348 \text{ m}$$

- Anchura del cabezal (Anc_{cab}^{AE}):

$$[\text{AII.3.107}] \Rightarrow Anc_{cab}^{AE} = 1.778 \cdot 10^3 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 1978 \text{ mm} = 1.978 \text{ m}$$

- Profundidad del cabezal (Pr_{cab}^{AE}):

La profundidad de los cabezales dependerá del diámetro de las tubuladuras que deben usarse. Se supondrá una profundidad estándar de:

$$Pr_{cab}^{AE} = 500 \text{ mm} = 0.5 \text{ m}$$

Por consiguiente, el volumen de un cabezal será:

$$[AII.3.108] \Rightarrow V_{cab}^{AE} = 0.348 \text{ m} \cdot 1.978 \text{ m} \cdot 0.5 \text{ m} = 0.3443 \text{ m}^3$$

Por otro lado, el volumen de un tubo vendrá dado por:

$$[AII.3.109] \Rightarrow V_t^{AE} = 352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 9.144 \text{ m} = 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Y, finalmente, se calculará el volumen del aerorrefrigerante como:

$$[AII.3.110] \Rightarrow V_{AE} = 2 \cdot 0.3443 \text{ m}^3 + 83 \cdot 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 0.9560 \text{ m}^3$$

Así, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 2.13 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.9560 \text{ m}^3$, el aerorrefrigerante de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 2.13 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0.9560 \text{ m}^3 = 2.04 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal aerorrefrigerante en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, los aerorrefrigerantes EA-2 y AE-3 trabajan con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 245.4 °C. Por ello, estos equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenecen los aerorrefrigerantes EA-2 y AE-3.

3.2.3. Aerorrefrigerante de la columna Splitter (AE-4)

En este apartado se aplicarán directamente al aerorrefrigerante de la columna Splitter los pasos básicos expuestos en el apartado 3.2.1 relativos al cálculo tanto del dimensionamiento como del diseño mecánico.

3.2.3.1. Dimensionamiento del aerorrefrigerante AE-4

1.

- × Fluido frío (circulación por exterior de los tubos, perpendicularmente a éstos): aire atmosférico.
- × Fluido caliente (circulación por los tubos): parafinas en estado vapor procedentes del plato 46 de la columna Splitter –presión aproximada de 2 atm-.

2.

La composición molar del vapor es coincidente con la del destilado, presentada en la tabla AII.2.49. Sabiendo que $V = 4317.27 \text{ kmol/día}$, se calcula el caudal molar asociado a cada componente mediante [AII.3.65]:

Componentes	y_i	V_i (kmol/día)
n-C10	0.000	0.00
n-C11	0.000	0.00
n-C12	0.000	0.00
n-C13	0.009	39.39
n-C14	0.980	4232.29
n-C15	0.011	45.59
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	4317.27

TABLA AII.3.26: Caudales y composiciones molares de la corriente del aerorrefrigerante AE-4

Si se desea expresar estos datos en forma de fracciones y caudales másicos, el primer paso consiste en realizar la conversión de y_i a Y_i , lo cual fue realizado para todas las corrientes de la planta en el apartado 2.3 de los Anexos I. Posteriormente, se aplicarán las ecuaciones generales [AII.2.8] y [AII.2.9]. Extrapolando estas ecuaciones

al caso que ocupa y teniendo en cuenta un valor del peso molecular medio de 198.41 g/mol de la corriente de interés, se llega a:

$$\bullet [AII.2.8] \Rightarrow V_{m\acute{a}sico} = \frac{V \cdot PM_V}{1000} = 856.60 \text{ Tn} / \text{día} \xrightarrow{[AII.2.9]} V_{m\acute{a}sico\ i} = Y_{Vi} \cdot V_{m\acute{a}sico}$$

Ahora sí, se está en disposición de mostrar las tablas anteriores pero referidas a unidades másicas:

Componentes	Y _i	V _{másico i} (Ton/día)
n-C10	0.00	0.00
n-C11	0.00	0.00
n-C12	0.000	0.00
n-C13	0.009	7.26
n-C14	0.980	839.65
n-C15	0.011	9.68
n-C16	0.000	0.00
Total	1.000	856.60

TABLA AII.3.27: Caudales y composiciones másicas de la corriente del aerorrefrigerante AE-4

En relación a las temperaturas de entrada y salida en el aerorrefrigerante de la corriente de cabeza de la columna Splitter, éstas coinciden, respectivamente, con las de rocío (ver tabla AII.2.56, T₁) y burbuja (ver apartado 2.4.3.1) de la citada corriente, ya que ésta entra en estado de vapor saturado y sale, como consecuencia de la exclusiva retirada de calor de vaporización en el aerorrefrigerante, en estado de líquido saturado:

$$T_1 = 286.4 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad T_2 = 286.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.

Calor intercambiado:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{286.4 \text{ }^\circ\text{C} + 286.3 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 286.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

↓

$$[AII.3.66] \Rightarrow Q_{transf} = 41971.4 \text{ KJ} / \text{Kmol} \cdot 4317.27 \text{ Kmol} / \text{día} = 181201837.5 \text{ KJ} / \text{día} = 7550076.6 \text{ KJ} / \text{h} = 2097243.5 \text{ W}$$

4. Temperaturas de entrada y salida del aire atmosférico:

$$t_1 = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\Delta T=30 \text{ } ^\circ\text{C}} t_2 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5. Caudal másico y volumétrico de aire necesario:

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} + 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 45.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

↓ [AII.3.67]

$$M_{Air} = \frac{7550076.6 \text{ KJ} / h}{1.0078 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K} \cdot (60.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})} = 249721.4 \text{ Kg} / h$$

↓ [AII.3.69]

$$Q_{air} = \frac{249721.4 \text{ Kg} / h}{1.1102 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 224933.7 \text{ m}^3 / h = 62.48 \text{ m}^3 / s$$

6.

LMTD

$$[AII.3.10] \Rightarrow LMTD = \frac{(286.4 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}) - (286.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(286.4 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C})}{(286.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.0 \text{ } ^\circ\text{C})} \right]} = 241.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F_T

$$\left. \begin{aligned} [AII.3.11] \Rightarrow P &= \frac{286.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 286.4 \text{ } ^\circ\text{C}}{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 286.4 \text{ } ^\circ\text{C}} = 0.001 \\ [AII.3.12] \Rightarrow R &= \frac{30.0 \text{ } ^\circ\text{C} - 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}}{286.3 \text{ } ^\circ\text{C} - 286.4 \text{ } ^\circ\text{C}} = 241.2 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.2}} F_T \approx 1$$

Éste es un resultado lógico, ya que al tener lugar un cambio de fase, la corriente parafínica permanece a una temperatura prácticamente constante, y, por tanto, el sistema no experimenta desviación con respecto a la contracorriente pura.

$$[AII.3.9] \Rightarrow U \cdot A_{transf} = \frac{7550076.6 \text{ KJ} / h}{1 \cdot 241.0 \text{ } ^\circ\text{C}} = 31324.5 \text{ KJ} / h \cdot \text{K} = 8701.2 \text{ W} / \text{K}$$

Llegado este punto y conociendo de antemano los datos necesarios para el posterior cálculo del coeficiente global de transmisión de calor, se propondrá la siguiente estrategia: se supondrá la velocidad frontal del aire (v_{fa}), a partir de la cual y de las dimensiones de los tubos, es posible determinar el número de tubos que integrará cada fila de éstos ($n_{t/f}$). Junto con ello, se debe disponer del número de tubos totales (n_t) en el aerorrefrigerante; así, la suposición del número de filas (n_f), que es la otra variable de iteración, proporciona directamente el valor de n_t . En relación a n_f hay que tener en cuenta una consideración: generalmente, con el fin de maximizar la eficiencia de la transferencia de calor, es recomendable que sean usadas al menos dos o tres filas de tubos (McKetta, 1992), ya que la disposición de todos los tubos en una única fila daría lugar a una eficiencia de la transferencia de calor muy baja debido a que una cantidad importante de la corriente de aire no contactaría con los tubos. Por tal motivo, se resolverán los cálculos, inicialmente, para dos filas de tubos, y, posteriormente, se comprobará si es viable un incremento de n_f . Entonces, una vez que se conoce $v_{fa\ sup}$, $n_{t/f\ sup}$, $n_{f\ sup}$ y $n_{t\ sup}$, es posible estimar el coeficiente global de transmisión de calor (U). A partir de U y del producto $U \cdot A$, se determinará el valor de A necesario para que se satisfagan los requerimientos energéticos del sistema, y, consecuentemente, n_t y n_f , ésta última variable como el cociente entre n_t y $n_{t/f\ sup}$. Si n_f coincide con $n_{f\ sup}$, el proceso de iteración se da por concluido. En caso contrario, si $n_f > n_{f\ sup}$ o $n_f < n_{f\ sup}$, se repetirá el procedimiento con el mismo $n_{f\ sup}$ y con un valor de v_{fa} inferior (menor velocidad \rightarrow mayor anchura de la sección \rightarrow mayor número de tubos por fila \rightarrow menor valor de n_f) o superior (viceversa) al supuesto, respectivamente. Cuando $n_f \approx n_{f\ sup}$, se calculará definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido.

7.

Velocidad frontal estándar del aire (cálculo del número de tubos por fila)

$$v_{fa} = 3.6 \text{ m/s}$$

↓ [AII.3.70]

Área neta libre para el flujo de aire:

$$A_{air} = \frac{62.48 \text{ m}^3/\text{s}}{3.6 \text{ m/s}} = 17.36 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.71]

Número de tubos/fila:

$$n_{t/f} = \frac{17.36 \text{ m}^2}{0.3354 \text{ m}^2} \approx 52$$

↓[AII.3.72]

Anchura del haz de los tubos:

$$A_{haz} = 52 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.286 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Número de filas (cálculo del número de tubos totales)

$$n_f = 2$$

↓ [AII.3.73]

$$n_t = 2 \cdot 52 = 104$$

8.

Coefficiente global de transferencia de calor (U):

Coefficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales será realizado a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_t = \frac{\left[\frac{631.5 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{198.4 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0853 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 6.69$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_t = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{104} = 0.095 \text{ Kg} / \text{s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.095 \text{ Kg} / \text{s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 135.24 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$\text{Re}_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[135.24 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} + 135.24 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3}{9.66 \text{ Kg} / \text{m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 135058.5$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{135.24 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1792 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 15987.2 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{135.24 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0083 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 346863.7 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_t} = 0.026 \cdot (6.69)^{1/3} \cdot (135058.5)^{0.8} = 623.0 \Rightarrow h_i = \frac{k_t}{DI_t} \cdot 623.0 = \frac{0.0853 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 623.0 =$$

$$= 2508.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

- parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , es posible determinar la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{2508.00 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 8.39 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 8.39 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 60.92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas será realizado indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos que la componen

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_t \text{ en lugar de } DI_t) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 3.6 \text{ m}/\text{s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 5271.4$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 5271.4^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 24.48$$

↓ [AII.3.25] (DO_t en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_t} \cdot 24.48 = \frac{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 24.48 = 26.40 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Corrección de "h" para dos filas (Tabla AII.3.21, disposición al trebosillo)

$$h_o = 26.40 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.75}{0.68} = 29.11 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , puede determinarse la resistencia global externa:

$$[\text{AII.3.86}] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{29.11 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 3.47 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$T_1 = 286.4 \text{ } ^\circ \text{C} \text{ (situación más desfavorable)} \xrightarrow{\text{Tabla AII.3.23}} k = 233.6 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$$

$$\left. \begin{aligned} & \bullet \frac{h_a + DO_i / 2}{DO_i / 2} = \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ & \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} = 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 29.11 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}}{233.6 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.17 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.98$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], puede determinarse $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 3.47 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.98 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 3.54 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[\text{AII.3.74}] \Rightarrow U = \frac{1}{(3.54 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 60.92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 24.13 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

9. Etapa de comprobación y proceso de iteración:

Como se comentó al final de la etapa 6 con respecto a la estrategia de cálculo, ahora hay que comprobar la concordancia existente entre $n_{f \text{ sup}}$ y n_f . Para ello, hay que realizar una serie de estimaciones previas:

- Área necesaria para satisfacer los requerimientos energéticos:

Teniendo en cuenta que $U = 24.13 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$ y $U \cdot A_{\text{transf}} = 8701.2 \text{ W / K}$, se determina sin problema alguno el área deseada:

$$A_{\text{transf}} = \frac{U \cdot A_{\text{transf}}}{U} = 24.13 \frac{8701.2 \text{ W / K}}{23.95 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}} = 360.62 \text{ m}^2$$

↓ [AII.3.88]

Número de tubos:

$$n_t = \frac{360.62 \text{ m}^2}{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m}} \approx 82$$

↓

Número de filas:

$$n_f = \frac{n_t}{n_{t/f \text{ sup}}} = \frac{82}{52} = 1.59 < n_{f \text{ sup}} = 2$$

Entonces, según se explicó al final del punto 6, al ser $n_f < n_{f \text{ sup}}$, se repetirán todos los pasos con un valor de v_{fa} notablemente superior al supuesto inicialmente, dada la diferencia entre n_f y $n_{f \text{ sup}}$:

⇒ Si se parte de un valor de $v_{fa} = 6 \text{ m / s}$, se obtienen los siguientes valores claves (no se mostrará cada uno de los resultados de los diferentes puntos):

$$n_{f \text{ sup}} = 2$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 62$$

$$A_{\text{haz}} = 1.972 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

$$U = 33.12 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 262.75 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 60$$

$$n_f = 1.91 < n_{f \text{ sup}} = 2$$

⇒ Por tanto, se proseguirá con el procedimiento para una velocidad frontal estándar del aire aún más superior ($v_{fa} = 6.7 \text{ m/s}$):

$$n_{f \text{ sup}} = 2$$

$$n_{t \text{ sup}} \approx 56$$

$$A_{\text{haz}} = 1.766 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

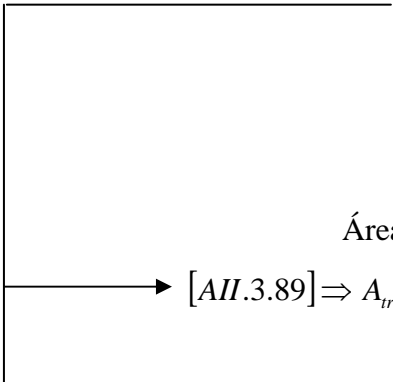
$$U = 35.39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{\text{transf}} = 245.90 \text{ m}^2$$

$$n_t \approx 56$$

$$n_f = 2.00 \approx n_{f \text{ sup}} = 2$$

Por consiguiente, tal y como se expuso al final del punto 6, una vez que $n_f \approx n_{f \text{ sup}}$, se calcularán definitivamente todas las variables para un n_t ligeramente superior al obtenido, con el fin de asegurar que el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área total de intercambio de calor sea mayor o igual a $U \cdot A_{\text{transf}} = 8701.2 \text{ W/K}$. Concretamente, se considerarán 30 tubos en las filas inferior y 29 en la intermedia, esto es, $n_t = 59$. Así,



$$n_t = 59 \left\{ \begin{array}{l} n_{t/1} = 30 \\ n_{t/2} = 29 \end{array} \right.$$

Área total de transferencia de calor:

$$\rightarrow [AII.3.89] \Rightarrow A_{\text{trans}} = 59 \cdot 0.4832 \text{ m}^2 / \text{m} \cdot 9.144 \text{ m} = 260.71 \text{ m}^2$$

Anchura del haz de los tubos:

$$[AII.3.72] \Rightarrow Anc_{haz} = 30 \cdot 63.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.905 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$$

Área neta libre para el flujo de aire:

$$[AII.3.90] \Rightarrow A_{air} = 30 \cdot 0.3354 \text{ m}^2 = 10.06 \text{ m}^2$$

↓

Velocidad frontal estándar del aire:

$$[AII.3.68] \Rightarrow v_{fa} = \frac{62.48 \text{ m}^3 / \text{s}}{10.06 \text{ m}^2} = 6.21 \text{ m} / \text{s}$$

Una vez obtenido estos datos básicos asociados al “nuevo” número de tubos, se calculará el coeficiente global de transferencia de calor siguiendo las pautas indicadas en el paso 8:

Coeficientes de convección y de ensuciamiento internos

El cálculo del coeficiente de convección interno para la condensación a altas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales se realizará a partir de la expresión [AII.3.75]. Así pues, se calculará cada uno de los números adimensionales presentes en ella:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr_l = \frac{\left[\frac{631.5 \cdot 10^3 \text{ J} / (\text{Kmol} \cdot \text{K})}{198.4 \text{ Kg} / \text{Kmol}} \right] \cdot 0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0853 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}} = 6.69$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.78] \Rightarrow V_l = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{86400 \text{ s}}}{59} = 0.168 \text{ Kg} / \text{s}$$

↓ [AII.3.77]

$$G_L = G_v = \frac{\left(\frac{0.168 \text{ Kg} / \text{s}}{352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} \right)}{2} = 238.39 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s}$$

↓ [AII.3.76]

$$\text{Re}_m = \frac{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \left[238.39 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} + 238.39 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \left(\frac{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3}{9.66 \text{ Kg} / \text{m}^3} \right)^{1/2} \right] =$$

$$= 238069.3$$

Se comprobará que se cumplen las condiciones de validez de la ecuación [AII.3.75]:

$$[AII.3.79] \Rightarrow \text{Re}_L = \frac{238.39 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.18 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.1792 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 28180.7 > 5000$$

$$[AII.3.80] \Rightarrow \text{Re}_v = \frac{238.39 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0083 \text{ mPa} \cdot \text{s} / 1000} = 611420.7 > 20000$$

Sustituyendo Pr_L y Re_m en la expresión [AII.3.75], se llega a:

$$\frac{h_i \cdot DI_t}{k_i} = 0.026 \cdot (6.69)^{1/3} \cdot (238069.3)^{0.8} = 980.5 \Rightarrow h_i = \frac{k_i}{DI_t} \cdot 980.5 = \frac{0.0853 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}}{21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 980.5 =$$

$$= 3947.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada a las parafinas lineales, se obtiene de la tabla AII.3.7:

- parafinas lineales → keroseno - conjunto de parafinas lineales, ramificadas y cíclicas-

$$R_{si} = 0.002 - 0.003 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} \rightarrow R_{si} = 0.0025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_i y R_{si} , es posible determinar la resistencia global interna:

$$[AII.3.81] \Rightarrow R_{i \text{ global}} = \frac{1}{3947.0 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4.40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 6.94 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Finalmente, si se refiere $R_{i \text{ global}}$ a la superficie externa del tubo:

$$[AII.3.82] \Rightarrow R_{io \text{ global}} = 6.94 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{\pi \cdot 21.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m}} = 50.37 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Coefficientes de convección y de ensuciamiento externos

El cálculo del coeficiente de convección externo a través de las aletas será realizado indirectamente a partir de la fórmula [AII.3.83]. A continuación, entonces, se determinará cada uno de los términos de que la componen:

Número de Prandtl

$$[AII.3.27] \Rightarrow Pr = \frac{1.0078 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{Kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}} = 0.71$$

Número de Reynolds

$$[AII.3.26] (DO_i \text{ en lugar de } DI_t) \Rightarrow Re = \frac{1.1102 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 6.21 \text{ m}/\text{s} \cdot 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.0193 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 9093.2$$

FH

$$[AII.3.84] \Rightarrow FH = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{\pi \cdot (25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 23.6 \cdot 10^{-3}$$

FT

$$[AII.3.85] \Rightarrow FT = \frac{2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7.93$$

Si se sustituye cada uno de estos términos en [AII.3.83], se obtiene:

$$Nu = 0.134 \cdot 9093.2^{0.681} \cdot 0.71^{0.33} \cdot (23.6 \cdot 10^{-3})^{0.2} \cdot (7.93)^{0.1134} = 35.48$$

↓ [AII.3.25] (DO_i en lugar de DI_t)

$$h'_o = \frac{k}{DO_i} \cdot 35.48 = \frac{0.0274 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}}{25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \cdot 35.48 = 38.26 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Corrección de "h" para dos filas (Tabla AII.3.21, disposición al trebosillo)

$$h_o = 38.26 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \frac{0.75}{0.68} = 42.20 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por otro lado, con respecto a la resistencia de ensuciamiento asociada al aire atmosférico, se obtiene de la tabla AII.3.22:

- aire atmosférico → aire industrial

$$R_{so} = 0.002 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ \text{F} / \text{Btu} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Entonces, conocidos h_o y R_{so} , puede determinarse la resistencia global externa:

$$[\text{AII.3.86}] \Rightarrow R'_{o \text{ global}} = \frac{1}{42.20 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}} + 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} = 2.41 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Por último, la resistencia global externa obtenida ha de ser modificada por un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta (Ω), A_o , A_{mo} y A_f , tal y como se muestra en la expresión [AII.3.87]. De todas estas variables, únicamente es desconocido el valor de Ω . Por tanto, se emprenderá su cálculo:

Eficacia de la aleta

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{h_a + DO_i / 2}{DO_i / 2} &= \frac{6.3 \text{ mm} + 25.4 \text{ mm} / 2}{25.4 \text{ mm} / 2} = 1.5 \\ \bullet h_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_o}{k_a \cdot e_a}} &= 6.34 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 42.20 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}}{233.6 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}}} = 0.20 \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Fig. AII.3.3}} \Omega = 0.98$$

Entonces, sustituyendo los valores de los términos de la fórmula [AII.3.87], es posible determinar $R_{o \text{ global}}$:

$$R_{o \text{ global}} = 2.41 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \cdot \frac{0.4832 \text{ m}^2 / \text{m}}{0.98 \cdot 0.4124 \text{ m}^2 / \text{m} + 0.0709 \text{ m}^2 / \text{m}} = 2.45 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Ahora sí, se está en disposición de afrontar el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor:

$$[\text{AII.3.74}] \Rightarrow U = \frac{1}{(2.45 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} + 50.37 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W})} = 33.84 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por consiguiente, conocidos el área total de intercambio correspondiente a 59 tubos y el coeficiente global de transmisión de calor para las condiciones de trabajo, se puede comprobar si el producto de ambas variables es igual o superior al requerido por el sistema:

$$U \cdot A_{transf} = 33.84 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)} \cdot 260.71 \text{ m}^2 = 8822.6 \text{ W / K} > 8701.2 \text{ W / K}$$

De esta forma, finalmente, se da por válida la disposición propuesta.

Hay que recordar que al final de la etapa 6 se comentó que, inicialmente, se resolverían los cálculos para dos filas de tubos y, posteriormente, se comprobaría la viabilidad de un incremento de n_f , en este caso, de $n_f = 3$. Si se partiese de una $v_{fa} = 6.7 \text{ m/s}$ (última velocidad del aire considerada para el caso de dos filas de tubos), se tendría $A_{haz} = 1.766 \text{ m} \in (1.2, 4.8 \text{ m})$ y $n_f = 2.05 < n_{f \text{ sup}} = 3$. Entonces, al ser $n_f < n_{f \text{ sup}}$, se debería repetir el cálculo para un valor de v_{fa} notablemente superior al supuesto. Como consecuencia, la anchura del haz disminuiría en gran medida, esto es, estaría fuera de los límites indicados, además de que, difícilmente, se obtendrían tres filas de tubos. Por ello, se dispondrá únicamente de dos filas.

10.

A la hora de determinar los parámetros referentes a los ventiladores, se tendrán en cuenta una serie las consideraciones expuestas en el punto 10 del apartado 3.2.1.1.

Definición del diámetro del ventilador (\emptyset_{vent}) y cálculo del área del ventilador (A_{vent})

Según la consideración a):

$$\emptyset_{vent} \leq Anch_{haz} = 1.905 \text{ m} \rightarrow \emptyset_{vent} = 1.7 \text{ m}$$

↓

$$[AII.3.91] \Rightarrow A_{vent} = \pi \cdot \frac{(1.7 \text{ m})^2}{4} = 2.27 \text{ m}^2$$

Definición de la distancia entre el ventilador y la base de los tubos ($d_{vent-haz}$)

Según la consideración b):

$$d_{vent-haz} \geq (1/2 \cdot \varnothing_{vent}, 3/4 \cdot \varnothing_{vent}) = (0.85 \text{ m}, 1.275 \text{ m}) \rightarrow d_{vent-haz} = 1.275 \text{ m}$$

Comentar que se ha seleccionado el valor superior del intervalo debido a que con éste se consigue, lógicamente, una mayor sección de ventilación.

Cálculo de la sección ventilada (A_{inc})

Si se supone el valor extremo de α_{air} (ver consideración "c"), se llega a:

$$[AII.3.92] \Rightarrow \varnothing_{proy} = 2 \cdot 1.275 \text{ m} \cdot \text{tag}(45^\circ) + 1.7 \text{ m} = 4.25 \text{ m}$$

- $[AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(4.25 \text{ m})^2}{4} = 14.19 \text{ m}^2$

- A_{des} :

$$[AII.3.95] \Rightarrow \psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{4.25 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{1.905 \text{ m}}{2}\right)^2} = 3.799 \text{ m}$$

↓ [AII.3.94]

$$A_{des} = 2 \cdot 14.19 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{3.799 \text{ m}}{4.25 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{3.799 \text{ m}}{4.25 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{3.799 \text{ m}}{4.25 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 6.37 \text{ m}^2$$

$$[AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 14.19 \text{ m}^2 - 6.37 \text{ m}^2 = 7.82 \text{ m}^2$$

Determinación de la relación área del ventilador/ área ventilada

$$\frac{A_{vent}}{A_{inc}} = \frac{2.27 \text{ m}^2}{7.82 \text{ m}^2} = 0.290 < 0.4 \text{ (consideración "d")}$$

Ante este resultado, como ya se comentó en el cálculo detallado del aerorrefrigerante EA-1, existen dos parámetros opcionales a variar (reducir) para conseguir que A_{vent}/A_{inc} sea mayor o igual a 0.4: la distancia entre el ventilador y la base de los tubos, y el ángulo de dispersión del aire. La primera de las variables no puede reducirse porque se ha partido de su valor mínimo permisible; por ello, se modificará la segunda de ellas. Así, se calculará el ángulo máximo por debajo del cual la relación A_{vent}/A_{inc} es mayor que 0.4. La obtención de dicho valor debe ejecutarse mediante un proceso iterativo. Para tal resolución, se empleará la herramienta de análisis Solver, considerando como celda objetivo el valor resultante del cociente A_{vent}/A_{inc} , un valor deseado de 0.40 (con una precisión de 0.01) y como celda ajustable el ángulo de dispersión. Aplicando estos parámetros, resulta:

$$\alpha_{air} \approx 30.1^\circ$$

que da lugar a un diámetro de la sección proyectada por el ventilador (\emptyset_{proy}) de:

$$[AII.3.92] \Rightarrow \emptyset_{proy} = 2 \cdot 1.275 \text{ m} \cdot \text{tag}(30.1^\circ) + 1.7 \text{ m} = 3.181 \text{ m}$$

Para estas “nuevas” condiciones, se calculará el área de la sección ventilada, siguiendo el mismo procedimiento que el de la página anterior:

- $[AII.3.93] \Rightarrow A_{proy} = \pi \frac{(3.181 \text{ m})^2}{4} = 7.95 \text{ m}^2$

- A_{des} :

$$[AII.3.95] \Rightarrow \psi = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{3.181 \text{ m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{1.905 \text{ m}}{2}\right)^2} = 2.547 \text{ m}$$

↓ [AII.3.94]

$$A_{des} = 2 \cdot 7.95 \text{ m}^2 \cdot \left[\frac{\arcsen\left(\frac{2.547 \text{ m}}{3.181 \text{ m}}\right)}{180} - \frac{\left(\frac{2.547 \text{ m}}{3.181 \text{ m}}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{2.547 \text{ m}}{3.181 \text{ m}}\right)^2}}{\pi} \right] = 2.27 \text{ m}^2$$

$$[AII.3.96] \Rightarrow A_{inc} = 7.95 \text{ m}^2 - 2.27 \text{ m}^2 = 5.67 \text{ m}^2$$

Con estos datos es suficiente para afrontar la determinación del número de ventiladores (n_{vent}). De manera aproximada, el número de ventiladores viene dado por el cociente entre el área total del haz de tubos (A_{haz}) y el área de dicho haz ventilada por un único ventilador (habrá que sobredimensionar ya que los ventiladores cubren secciones circulares, no rectangulares como la del haz, por lo que sus proyecciones han de solaparse parcialmente):

$$[AII.3.97] \Rightarrow n_{vent} = \frac{9.144 \text{ m} \cdot 1.905 \text{ m}}{5.67 \text{ m}^2} = 3.07$$



$$n_{vent} = 4$$

Si en principio se supone una distribución homogénea de los ventiladores, la distancia entre los centros de los mismos será ($d_{vent-vent}$):

$$[AII.3.98] \Rightarrow d_{vent-vent} = \frac{9.144 \text{ m}}{4} = 2.286 \text{ m}$$

y la distancia horizontal entre el centro de los ventiladores extremos y el fin adyacente del haz de tubos será ($d_{ext vent-haz}$):

$$[AII.3.99] \Rightarrow d_{ext vent-haz} = \frac{2.286 \text{ m}}{2} = 1.143 \text{ m} < \frac{\psi}{2} = \frac{2.547 \text{ m}}{2} = 1.274 \text{ m}$$

Es decir, la disposición es adecuada ya que la mitad de la longitud mínima ventilada es ligeramente superior a 1.143 m, de manera que es posible trabajar con un ángulo de dispersión menor, a la vez que el aire destinado a incidir en la zona extrema de los tubos no experimenta apenas desviación respecto a su objetivo.

11.

La potencia de funcionamiento del ventilador será calculada mediante la expresión [AII.3.100]. Ya que se desconoce el valor de ambas variables presentes, se determinará, pues, cada una de ellas:

⇒ Caudal de aire aportado por el ventilador (Q_{vent}):

$$[AII.3.102] \Rightarrow Q_{vent} = \frac{224933.7 \text{ m}^3 / h}{4} = 56233.4 \text{ m}^3 / h$$

⇒ Presión total de descarga ($P_{T Desc}$):

• Presión estática (P_{est}):

Los ventiladores se utilizan para producir bajas presiones, en general, con cargas de presión inferiores a 3.447 KPa. Así, si se considera como caso más desfavorable esta presión de 3.447 KPa, es posible determinar la presión estática, expresada en longitud de columna de agua (condiciones normales), como:

$$[AII.3.103] \Rightarrow P_{est} = \frac{3447 \text{ Pa}}{10^3 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} = 0.3514 \text{ m} = 35.14 \text{ cm}$$

• Carga de velocidad (P_{vel}):

$$[AII.3.105] \Rightarrow v_{air} = \frac{56233.4 \text{ m}^3 / h \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{2.27 \text{ m}^2} = 6.88 \text{ m} / \text{s}$$

↓ [AII.3.104]

$$P_{vel} = \frac{(6.88 \text{ m} / \text{s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} \cdot \frac{1.1102 \text{ Kg} / \text{m}^3}{10^3 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 0.0027 \text{ m} = 0.27 \text{ cm}$$

Así, la presión total de descarga es:

$$[AII.3.101] \Rightarrow P_{T desc} = 35.14 \text{ cm} + 0.27 \text{ cm} = 35.41 \text{ cm}$$

Una vez determinados el caudal de aire aportado por el ventilador y la presión de descarga, si se sustituye en la ecuación [AII.3.100]:

$$Pot_{vent} = 2.72 \cdot 10^{-5} \cdot 56233.4 \left(\text{m}^3 / h \right) 35.41 \text{ cm} = 54.2 \text{ KW}$$

Finalmente, si se considera una eficacia total del ventilador (el ventilador, el impulsor y el dispositivo de transmisión) del 75 %, resulta una potencia real de:

$$Pot_{vent}^r = \frac{Pot_{vent}}{0.75} = \frac{95.2 \text{ KW}}{0.75} = 72.2 \text{ KW}$$

↓
Sobredimensionando en un 10 %

$$Pot_{vent}^r = 80 \text{ KW}$$

3.2.2.2. Diseño mecánico del aerorrefrigerante AE-4

$$\circ DO_i = 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\circ T_D = T_{m\acute{a}x} = 286.4 \text{ }^\circ\text{C} = 547.5 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

↓ [AII.3.57]

$$e'_i = 1.479 \text{ mm} < e_i = 2.108 \text{ mm}$$

3.2.3.3. Categoría del aerorrefrigerante AE-4

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En primer lugar, se determinará de manera aproximada el volumen del aerorrefrigerante:

- Altura del cabezal (h_{cab}^{AE}):

$$[AII.3.106] \Rightarrow h_{cab}^{AE} = (2-1) \cdot \frac{63.5 \text{ mm}}{2} \cdot \text{tg } 60^\circ + (25.4 \text{ m} + 2 \cdot 6.3 \text{ mm}) + 200 \text{ mm} = 293 \text{ mm} = 0.293 \text{ m}$$

- Anchura del cabezal (Anc_{cab}^{AE}):

$$[AII.3.107] \Rightarrow Anc_{cab}^{AE} = 1.90 \cdot 10^3 \text{ mm} + 200 \text{ mm} = 2105 \text{ mm} = 2.105 \text{ m}$$

- Profundidad del cabezal (Pr_{cab}^{AE}):

La profundidad de los cabezales dependerá del diámetro de las tubuladuras que deben usarse. Se supondrá una profundidad estándar de:

$$Pr_{cab}^{AE} = 500 \text{ mm} = 0.5 \text{ m}$$

Por consiguiente, el volumen de un cabezal será:

$$[AII.3.108] \Rightarrow V_{cab}^{AE} = 0.293 \text{ m} \cdot 2.105 \text{ m} \cdot 0.5 \text{ m} = 0.3085 \text{ m}^3$$

Por otro lado, el volumen de un tubo vendrá dado por:

$$[AII.3.109] \Rightarrow V_t^{AE} = 352.44 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 9.144 \text{ m} = 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Y, finalmente, se calculará el volumen del aerorrefrigerante como:

$$[AII.3.110] \Rightarrow V_{AE} = 2 \cdot 0.3085 \text{ m}^3 + 59 \cdot 3.223 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 0.8071 \text{ m}^3$$

Así, habiendo determinado que su presión de diseño es $P_D = 2.13 \text{ Kg} / \text{cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 0.8071 \text{ m}^3$, el aerorrefrigerante de la columna Decano presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 2.13 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot 0.8071 \text{ m}^3 = 1.72 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al ser menor que 10, encuadra a tal aerorrefrigerante en el grupo 5 (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el aerorrefrigerante EA-4 trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 286.4 °C. Por ello, este equipo pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 5 y A dan lugar a la categoría IV, a la cual, por consiguiente, pertenece el aerorrefrigerante EA-4.

3.2.4. Coeficientes globales de transferencia de calor

En este apartado se comprobará la similitud entre los coeficientes globales de transmisión de calor calculados y los experimentales o tabulados; tal proceso de verificación, al igual en el caso de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, es fundamental dada la influencia de dicho coeficiente en el dimensionamiento de los aerorrefrigerantes. Por este motivo, se ha decidido dedicarle un apartado exclusivo.

Para realizar esta comprobación, se hará uso del gráfico adjunto (McKetta, 1992), el cual propone un intervalo de valores de los coeficientes de convección interno y externo, en función de la naturaleza de los fluidos en circulación y de los procesos a los que éstos se ven sometidos, a partir de los que se determina el coeficiente global de transmisión:

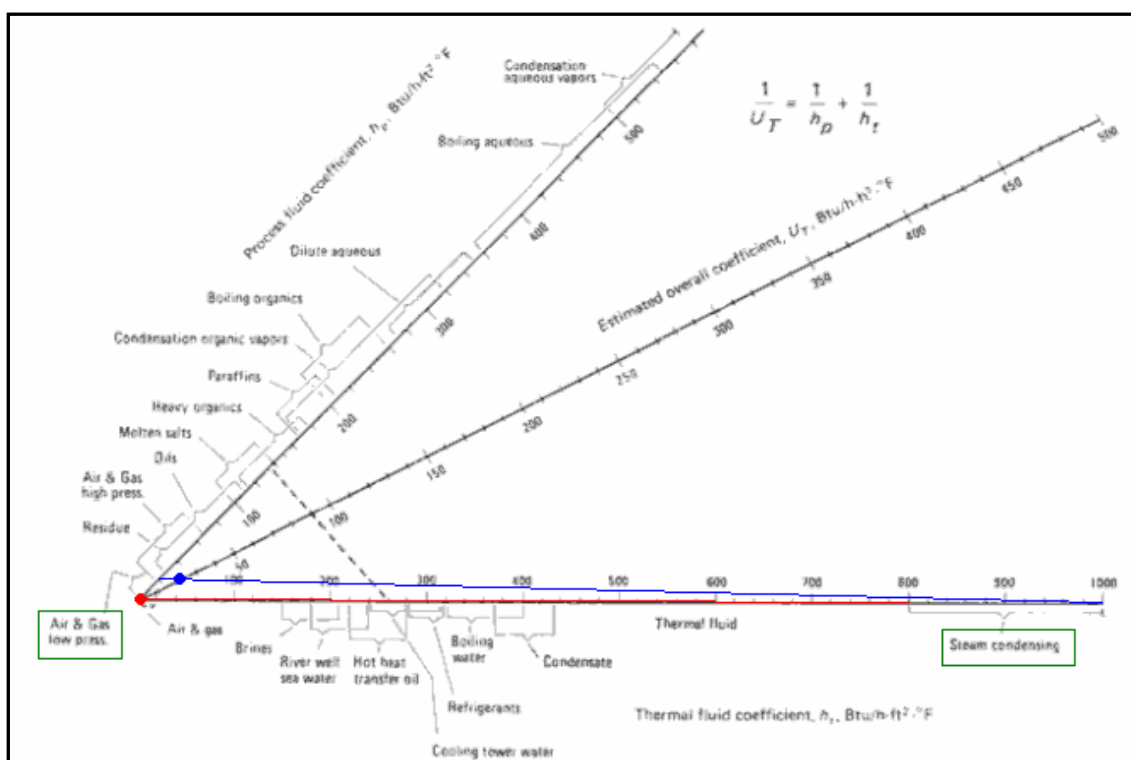


FIG. AII.3.4: Coeficientes globales experimentales de transmisión de calor (III)

En los aerorrefrigerantes proyectados, el fluido externo de trabajo es aire atmosférico, correspondiente en el gráfico a “air & gas low pressure” (aire y gas a baja presión), mientras que el fluido interno es una mezcla de parafinas lineales que se

condensa y que, por tanto, se puede asemejar a "steam condensing" (vapores condensantes). Según esto y siguiendo la nomenclatura del gráfico superior, se tiene:

$$h_p = 0 - 20 \text{ BTU} / ^\circ \text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2$$

$$h_t = 800 - 1000 \text{ BTU} / ^\circ \text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2$$

Uniendo, por un lado, los límites inferiores de los dos intervalos anteriores y, por otro, los superiores, se obtiene el siguiente resultado referente al coeficiente global de transmisión de calor experimental:

$$U_{\text{experimental}} = 0 - 20 \text{ BTU} / ^\circ \text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2 \approx 0 - 117 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Con respecto a este resultado, cabe destacar que el gráfico no tiene en cuenta el efecto de las resistencias de ensuciamiento, de manera que con la consideración de éstas, el intervalo expuesto se reduciría ligeramente.

En relación a los coeficientes globales teóricos, los cálculos estimaron los siguientes resultados:

$$\text{Aerorrefrigerante de la columna Decano (AE-1)} \rightarrow U = 16.9 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\text{Aerorrefrigerantes de las columnas Tridecano (AE-2 y AE-3)} \rightarrow U = 50.8 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\text{Aerorrefrigerante de la columna Splitter (AE-4)} \rightarrow U = 33.8 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Por consiguiente, se puede concluir que se verifica una extraordinaria concordancia entre los coeficientes globales "teóricos" y experimentales.

4. ACUMULADORES DE REFLUJO

El cálculo referente a los acumuladores de reflujo constará, fundamentalmente, del dimensionamiento y del diseño mecánico de cada uno de ellos; dada la interconexión entre estos dos puntos, se ha decidido tratarlos en un único apartado.

Antes de centrar la atención en cada botellón de manera individual, se mostrarán aquellos aspectos o datos comunes a todos ellos, relacionados especialmente con el diseño mecánico:

⇒ *Código de construcción:*

Como ya se ha argumentado en la memoria, éste será el Código ASME, Sección VIII, División I: Recipientes a Presión.

⇒ *Corrosión (C):*

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado 2.2.6), se estimará para los acumuladores de reflujo un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in} / \text{año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.54 \text{ mm}$$

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E):*

Los valores de E para cada caso se recogen en la norma UW-12 del Código ASME-VIII-1 (tabla AII.2.20). Considerando la siguiente situación:

- Tipo de junta: junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar.
- Control: examinación por zonas.

resulta un valor de eficiencia de la soldadura de $E = 0.80$.

⇒ *Tipo de material:*

Éste será un acero al carbono SA-283 Gr. C.

⇒ *Espesor mínimo de pared (t_{\min}):*

Bien por norma o código, o por requerimientos de transporte, etc., se debe fijar un valor mínimo del espesor de un recipiente. Éste será el mayor de los siguientes valores:

- ✗ exigido por el Código ASME-VIII-1:

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 2.5 + C \Rightarrow t_{\min} = 2.5 + 2.5 \text{ mm} = 5.0 \text{ mm}$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\min} = 7.5 \text{ mm}$.

4.1. Acumulador de reflujo de la columna Decano (ARF-1)

Se indicarán seguidamente los pasos básicos llevados a cabo tanto en el dimensionamiento como en el diseño mecánico de los botellones de reflujo, ilustrados con el ejemplo de cálculo de ARF-1:

1. Definir el tipo y las características del fluido de operación (procedencia, composición, caudal y temperatura):

El acumulador de reflujo almacena a una presión próxima a las 2 atm y de manera transitoria el fluido parafínico condensado procedente del aerorrefrigerante EA-1, siendo, por tanto, la temperatura (de salida del aerorrefrigerante), la composición y los caudales molares y másicos de dicha corriente los expuestos en la etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.2.1.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$L_{ARF \text{ másico}} = 290.21 \text{ Ton} / \text{día}$$

$$T_{ARF} = 204.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{ARF} = \frac{L_{ARF \text{ másico}}}{\rho_L} [AII.4.1] \Rightarrow Q_{ARF} = \frac{290.21 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{557.1 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 521.10 \text{ m}^3 / \text{día}$$

2. Estimación de la capacidad del acumulador de reflujo:

Como ya se citó en la memoria, la determinación de la capacidad de los acumuladores de reflujo se realizará en base al tiempo de residencia que las parafinas han de permanecer en su interior. La experiencia en unidades similares pertenecientes a otras plantas indica que el tiempo máximo de residencia se encuentra en el rango de 15 a 30 minutos; según ello, se considerará:

$$t_{residencia} = 15 \text{ min}$$

Así, a partir de este tiempo y el caudal entrante en el botellón, el volumen mínimo de éste ha de ser:

$$V_{\min ARF} = t_{residencia} \cdot Q_{ARF} \quad [AII.4.2] \Rightarrow V_{\min ARF} = 15 \text{ min} \cdot 521.11 \text{ m}^3 / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{1440 \text{ min}} = 5.428 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la Memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este botellón de reflujo, al ser un recipiente con capacidad superior a 1.8 m^3 y comprendida, a su vez, entre 3.8 m^3 y 38 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque horizontal sustentado por silletas (en lugar de una cimentación de hormigón). Según estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{ARF} = \frac{V_{\min ARF}}{0.9} = \frac{5.428 \text{ m}^3}{0.9} = 6.031 \text{ m}^3$$

✓ Este será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3. Exposición de datos básicos “mecánicos”:

• Presión de Diseño (P_D):

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 2.2.6.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe comentar que como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, como aún no se conoce la altura –diámetro- del recipiente, no es posible calcular este segundo término, y, por tanto, únicamente, se ha considerado la presión de trabajo. Posteriormente, se verá la necesidad o no de incluir el término ausente (ver * en el punto 4).

• *Temperatura de Diseño (T_D):*

Se adoptará como temperatura de diseño la dada por la expresión [AII.2.75]. En principio, la temperatura máxima de operación en el acumulador ARF-1 es 204.0 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$T_D = 204.0 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 224.0 \text{ °C} = 435.2 \text{ °F}$$

• *Tensión máxima admisible (S):*

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 500 °F (temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 435.2 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13800 \text{ psi} = 95.15 \text{ MPa}$$

4. Determinación de las dimensiones óptimas del acumulador:

Para construir un recipiente de cierta capacidad con el mínimo de material, debe determinarse la relación correcta de la longitud al diámetro. Dicha relación óptima se hallará de manera aproximada mediante el procedimiento siguiente (Megyesy ,2001), válido para presiones inferiores a 1000 psi:

⇒ En primer lugar, se determinará el valor del coeficiente F, dado por la siguiente expresión:

$$F = \frac{P_D}{C \cdot S \cdot E} \quad [AII.4.3] \Rightarrow F = \frac{398783 \text{ Pa}}{2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.06 \text{ m}^{-1}$$

⇒ A partir del factor F y del volumen aproximado del acumulador V'_{ARF} , es posible estimar a través de la siguiente representación, conocida como gráfico de Abakians, el valor del diámetro óptimo (F en “in”):

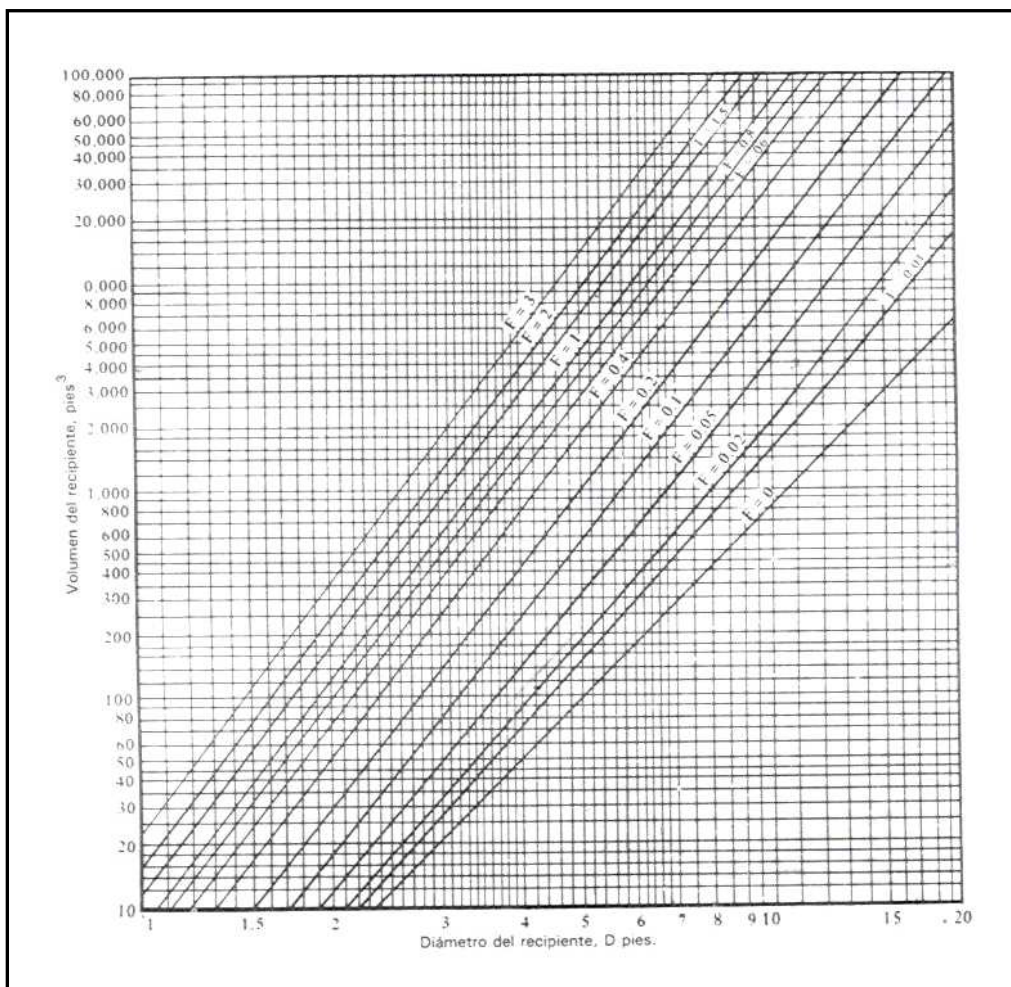


FIG. AII.4.1: Gráfica para determinar el tamaño óptimo del recipiente (Diagrama de Abakians)

$$\left. \begin{aligned} F &= 2.06 \text{ m}^{-1} = 0.052 \text{ in}^{-1} \\ V'_{ARF} &= 6.031 \text{ m}^3 \approx 213 \text{ ft}^3 \end{aligned} \right\} D_{ARF} \approx 4.4 \text{ ft} = 1.341 \text{ m}$$

Antes de calcular la altura, se debe estandarizar el diámetro del recipiente (se hará con el interior). Si se consulta la tabla de diámetros estándares de recipientes (tabla AII.2.27), el diámetro comercial superior más próximo a 1.341 m es:

$$D_{i\ ARF} = 1.372\ m$$

* Conocido el diámetro del acumulador, puede completarse el epígrafe referente a presión de diseño de la etapa 3, es decir, es posible calcular la presión debida a la columna de líquido. En el caso extremo, dicha columna tendrá un valor igual al del diámetro interior del tanque, que ejercerá una presión de:

$$P_{col} = \rho_L \cdot g \cdot D_{i\ ARF} \quad [AII.4.4] \Rightarrow P_{col} = 557.1\ Kg/m^3 \cdot 9.81\ m/s^2 \cdot 1.372\ m = 7496.4\ Pa = 0.07\ atm$$

Así pues, teniendo en cuenta el pequeño valor de esta presión y el carácter altamente conservador del cálculo de la presión de diseño, se considerará que no es necesaria la inclusión de este término de la presión máxima de operación.

Longitud de la carcasa cilíndrica:

$$V_{carc\ cil} = V'_{ARF} = L_{carc\ cil} \cdot \pi \cdot D_{i\ ARF}^2$$

⇓

$$L_{carc\ cil} = \frac{V_{carc\ cil}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{i\ ARF}}{2}\right)^2} \quad [AII.4.5]$$

⇓

$$L_{carc\ cil} = \frac{6.031\ m^3}{\pi \cdot \left(\frac{1.372\ m}{2}\right)^2} = 4.082\ m$$

Se puede comprobar, según la primera de las expresiones anteriores, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del acumulador de reflujo. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de facilitar la determinación de

manera aproximada de las dimensiones óptimas del recipiente. Con la posterior inclusión de los cabezales, el diámetro del acumulador permanecerá invariable, mientras que la longitud y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

5. Definición de los tipos de fondos y cálculo de sus características técnicas:

El acumulador de reflujo, además de su cuerpo principal constituido por una carcasa cilíndrica, constará de dos cabezales extremos idénticos. Dichos cabezales serán toriesféricos, concretamente de tipo Klopper, debido a que no se cumplen ninguna de las condiciones que recomiendan el uso del tipo Korbbogen en recipientes horizontales (presión de diseño igual o superior a 7 kg/cm^2 y temperatura de diseño superior a $350 \text{ }^\circ\text{C}$).

Las características técnicas de los fondos Klopper serán:

- Radio mayor (L): $[AII.2.77] \Rightarrow L \approx D_i = 1.372 \text{ m}$
- Radio menor (r): $[AII.2.78] \Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{1.372 \text{ m}}{10} = 0.137 \text{ m}$
- Altura (H): $[AII.2.79] \Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 1.372 \text{ m} = 0.274 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): $[AII.2.80]$
- Volumen (m^3): $[AII.2.137] \Rightarrow V = 0.1 \cdot (1.372 \text{ m})^3 = 0.258 \text{ m}^3$

6. Determinación del espesor del acumulador de reflujo:

Para el cálculo del espesor requerido del botellón de reflujo se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe indicar que todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección del mismo.

Así, para tal propósito, se emplearán las fórmulas del espesor debido a presión interna ($t_{p \text{ int}}$) correspondientes a la envolvente cilíndrica y fondo toriesférico, de acuerdo con el Código ASME-VIII-1, las cuales fueron mostradas en el apartado 2.2.6.1:

Envolverte cilíndrica

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.372 \text{ m}}{2}\right)}{2.95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 1.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.8 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.372 \text{ m}}{2}\right)}{95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 3.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.6 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{1.372 \text{ m}}{0.137 \text{ m}} = 10 < 16.6$:

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.372 \text{ m}}{0.137 \text{ m}}\right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.372 \text{ m} \cdot 1.541}{2.95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 5.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del acumulador de reflujo ARF-1 será obtenido a partir del mayor de los anteriores, esto es, $t_{ARF}^{min \text{ calc}} = 5.5 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, resulta:

$$t_{ARF}^C = t_{ARF}^{min \text{ calc}} + C \quad [AII.4.6] \Rightarrow t_{ARF}^C = 5.5 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 8.1 \text{ mm} > t_{min} = 7.5 \text{ mm}$$

Finalmente, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 8.1 mm. A partir de la tabla de espesores estándares (tabla AII.2.26), se puede concluir que:

$$t_{ARF} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, se determina fácilmente el diámetro exterior del acumulador de reflujo ARF-1:

- $D_{o \text{ ARF}} = D_{i \text{ ARF}} + 2 \cdot t_{ARF} \quad [AII.4.7] \Rightarrow D_{o \text{ ARF}} = 1.372 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.391 \text{ m}$

✓ Comentar que la fórmula [AII.2.90] depende del radio mayor L , el cual se ha obtenido de manera aproximada como $L \approx D_i$, y no como $L = D_o$, ya que se desconocía el valor del espesor. Estrictamente, habría que recalcular el espesor del acumulador para el verdadero valor de L ; sin embargo, la mínima diferencia existente entre D_i y D_o , haría que el nuevo valor de t_{ARF}^C fuese ligeramente superior a 8.1 mm y, por tanto, inferior a 9.5 mm.

7. Determinación definitiva de las características técnicas de los fondos y de las dimensiones del acumulador:

Ahora sí se está en disposición de calcular de manera rigurosa las características técnicas de los fondos Klopper:

- Radio mayor (L): [AII.2.77] $\Rightarrow L = 1.391 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] $\Rightarrow r = \frac{1.391 \text{ m}}{10} = 0.139 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] $\Rightarrow H = 0.2 \cdot 1.391 \text{ m} = 0.278 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80] $\Rightarrow h = 3.5 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 33.3 \text{ mm}$
- Volumen (m^3): [AII.2.137] $\Rightarrow V = 0.1 \cdot (1.372 \text{ m})^3 = 0.258 \text{ m}^3$

La longitud total del acumulador de reflujo vendrá dada por la suma de las longitudes de la carcasa cilíndrica (se incluirán en ésta las faldillas) y de los cabezales toriesféricos:

$$L_{ARF} = L_{carc \text{ cil}} + 2 \cdot H_{f \text{ Klo}} \quad [AII.4.8] \Rightarrow L_{ARF} = 4.082 \text{ m} + 2 \cdot 0.278 \text{ m} = 4.638 \text{ m}$$

De la misma manera, el volumen total del acumulador vendrá dado por la suma de los volúmenes correspondientes a los elementos anteriores:

$$V_{ARF} = V_{carc \text{ cil}} + 2 \cdot V_{f \text{ Klo}} \quad [AII.4.9] \Rightarrow V_{ARF} = 6.031 \text{ m}^3 + 2 \cdot 0.258 \text{ m}^3 = 6.547 \text{ m}^3$$

Así, finalmente, la fracción de volumen ocupado en el botellón de reflujo será:

$$\frac{V_{\min \text{ ARF}}}{V_{ARF}} = \frac{5.428 \text{ m}^3}{6.547 \text{ m}^3} = 0.829 < 0.9$$

8. Cálculo del espesor del aislante:

El material aislante será fibra de vidrio, en su forma de colcha; a partir de la tabla AII.2.28, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de operación y el diámetro nominal:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 224.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 1372 \text{ mm} \rightarrow D > 762 \text{ mm} \end{array} \right\} t_{\text{aisl}} = 140 \text{ mm} = 0.140 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante del acumulador ARF-1 es:

$$\bullet D_{\text{aisl ARF}} = D_{o \text{ ARF}} + 2 \cdot t_{\text{aisl}} \quad [\text{AII.4.10}] \Rightarrow D_{\text{aisl ARF}} = 1.391 \text{ m} + 2 \cdot 0.140 \text{ m} = 1.671 \text{ m}$$

9. Definición de las características del soporte:

Como ya se anticipó en la Memoria, los acumuladores de reflujo estarán soportados en dos silletas. Para la determinación de sus características se empleará un método aproximado pero conservador para los casos particulares que ocupan. Dicho método (León Estrada, 2001) proporciona, para un diámetro de carcasa determinado (in), las dimensiones necesarias (in) de dos silletas para soportar un valor especificado de carga máxima (Kg_f). La tabla que ilustra explícitamente tal procedimiento y que se presenta en la siguiente página (no se muestra la correspondencia de cada dimensión ya que se aplica directamente en los Planos), indica que la carga máxima ($W_{\text{máx}}$) a soportar por las dos silletas en el caso del botellón ARF-1 es:

$$D = D_{\text{no min al ARF}} = 1.372 \text{ m} = 54 \text{ in} \rightarrow W_{\text{máx}} = 22727 \text{ Kg}_f = 222951.87 \text{ N}$$

Por consiguiente, tendrá que calcularse la carga real a la que se ven sometidos los soportes; dicha carga se asignará, fundamentalmente, al peso total del tanque en operación, el cual será calculado según el procedimiento expuesto con detalle en el epígrafe *carga debida al peso de la torre* del apartado 2.2.6.2:

Peso total del armado

→ Peso estructura acero:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$V_{\text{carc cil}}^{\text{acero}} = L_{\text{carc cil}} \cdot \pi \cdot \frac{(D_o^2 \text{ ARF} - D_i^2 \text{ ARF})}{4} \quad [\text{AII.4.11}]$$

CARACTERÍSTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MÁXIMA PARA SOPORTES Kg	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS										DIAMETRO ANCLA	DIAMETRO BARRENO	BARRENO OVALADO	FILETE DE SOLDADURA	PESO DE UN SOPORTE Kg	CARTABONES INTERMEDIOS
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K						
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1x1-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1x1-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	455	2

TABLA AII.4.1: Dimensiones características de las sillelas



$$V_{\text{carc cil}}^{\text{acero}} = 4.08 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(1.391 \text{ m})^2 - (1.372 \text{ m})^2]}{4} = 0.1687 \text{ m}$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$V_{f \text{ Klo}}^{\text{acero}} = 0.1 \cdot (D_o^3_{\text{ARF}} - D_i^3_{\text{ARF}}) \quad [\text{AII.4.12}]$$



$$V_{f \text{ Klo}}^{\text{acero}} = 0.1 \cdot [(1.391 \text{ m})^3 - (1.372 \text{ m})^3] = 0.0109 \text{ m}^3$$



$$V_{arm\ acero} = V_{carc\ cil}^{acero} + 2 \cdot V_{f\ Klo}^{acero} \quad [AII.4.13] \Rightarrow V_{arm\ acero} = 0.1687\ m^3 + 2 \cdot 0.0109\ m^3 = 0.1905\ m^3$$

$$\downarrow \rho_{acero} = 7750.37\ Kg / m^3$$

$$[AII.2.124] \Rightarrow W_{arm\ acero} = 9.81\ m / s^2 \cdot 7750.37\ Kg / m^3 \cdot 0.1905\ m^3 = 14483.94\ N$$

→ Peso material aislante:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$V_{carc\ cil}^{aisl} = L_{carc\ cil} \cdot \pi \cdot \frac{(D_{aisl\ ARF}^2 - D_o\ ARF^2)}{4} \quad [AII.4.14]$$

⇓

$$V_{carc\ cil}^{aisl} = 4.08\ m \cdot \pi \cdot \frac{[(1.671\ m)^2 - (1.391\ m)^2]}{4} = 2.7480\ m^3$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot (D_{aisl\ ARF}^3 - D_o\ ARF^3) \quad [AII.4.15]$$

⇓

$$V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot [(1.671\ m)^3 - (1.391\ m)^3] = 0.1974\ m^3$$

⇓

$$V_{arm\ aisl} = V_{carc\ cil}^{aisl} + 2 \cdot V_{f\ Klo}^{aisl} \quad [AII.4.16] \Rightarrow V_{arm\ aisl} = 2.7480\ m^3 + 2 \cdot 0.1974\ m^3 = 3.1427\ m^3$$

$$\downarrow \rho_{aisl} = 48\ Kg / m^3$$

$$[AII.2.131] \Rightarrow W_{arm\ aisl} = 9.81\ m / s^2 \cdot 48\ Kg / m^3 \cdot 3.1427\ m^3 = 1479.83\ N$$

Así, el peso principal del armado vendrá dado por:

$$[AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 14483.94\ N + 1479.83\ N = 15963.77\ N$$

Finalmente, para obtener el peso total real del armado, se le agregará a W'_{arm} un 10 %, porcentaje que cubre el peso de elementos tales como tuberías, soldaduras, etc., y los excedentes de peso con que se surte el material dentro de sus tolerancias de fabricación:

$$W_{arm} = 1.1 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.1 \cdot 15963.77 \text{ N} = 17560.14 \text{ N}$$

Peso total del líquido de operación

$$V_{ARF} = 6.547 \text{ m}^3$$

↓
 $\rho_{\text{agua operación}} = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$ (consideraremos como fluido de operación el agua de prueba, por su mayor densidad en relación a la de las parafinas) .

$$[AII.2.139] \Rightarrow W_{\text{operación}} = 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 6.547 \text{ m}^3 = 64228.83 \text{ N}$$

Dado que ya se conoce el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, es posible determinar el peso total del acumulador en operación como:

$$[AII.2.116]^* \Rightarrow W = 17560.14 \text{ N} + 64228.83 \text{ N} = 81788.97 \text{ N} < W_{m\acute{a}x} = 222951.87 \text{ N}$$

* Referida a "ARF" en lugar de "col".

Se comprueba, pues, que las dos silletas van a verse sometidas a una carga debida a su peso considerablemente inferior a la máxima permisible, de manera que podrán asimilar sin problemas otras cargas adicionales (no consideradas) de menor magnitud, tales como las del viento o las ocasionadas por impacto.

Es preciso incidir que el único dato acerca de las silletas que no proporciona la tabla AII.4.1 es la localización de las mismas, la cual, por tanto, tendrá que ser determinada. Con respecto a esto, se tendrán en cuenta dos aspectos: por un lado, en recipientes de espesor de pared pequeño en comparación con el diámetro, tal como el caso que ocupa ($D_{no\ min\ al\ ARF} / t_{ARF} = 1.372 \text{ m} / 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 144$), se recomienda localizar los soportes cerca de las líneas de tangencia de los cabezales, con el fin de utilizar éstos como anillos atiesadores; por otro lado, dada la relativa alta relación $L_{ARF} / D_{no\ min\ al\ ARF}$ ($4.638 \text{ m} / 1.372 \text{ m} \approx 3.4$), los soportes no deben ser colocados en los

extremos del tanque. Ante esta situación “contradictoria”, y sabiendo que la distancia entre la línea de tangencia de un cabezal y la silleta adyacente (d_{LT-sop}) tiene que estar comprendida entre:

$$0.2 \cdot D_{o\ ARF} \leq d_{LT-sop} \leq 0.2 \cdot L_{carc\ cil} \rightarrow 0.278\ m \leq d_{LT-sop} \leq 0.816\ m$$

se tomará como d_{LT-sop} un valor medio entre los dos anteriores, esto es:

$$d_{LT-sop} = \frac{0.278\ m + 0.816\ m}{2} = 0.547\ m \approx 0.55\ m$$

Cabe resaltar que, sin duda alguna, ésta es una aproximación; el lugar óptimo para localizar las silletas sería aquél en el cual los momentos flexionantes resultantes fueran iguales tanto en los puntos donde están localizadas las silletas como en el centro de la distancia entre ellas. No obstante, al no ser ésta una unidad prioritaria en el objeto del proyecto, se considerará como suficiente el cálculo llevado a cabo.

Finalmente, se calculará la longitud de las ranuras. Tal y como se citó en la Memoria, con el objeto de absorber las dilataciones y expansiones debidas a los cambios de temperatura en tanques cilíndricos, se practicarán ranuras en una de las silletas. La longitud de éstas (L_{ran}) será obtenida a partir de la longitud mínima de la ranura (“a”) presentada en la tabla inferior, la cual ha sido calculada para absorber las dilataciones térmicas de recipientes de acero al carbono entre 70 °F y 900 °F:

		LONGITUD MÍNIMA DE LA RANURA (a)									
		TEMPERATURA EN °F									
DISTANCIA ENTRE SILLETAS EN PIES		-50	100	200	300	400	500	600	700	800	900
 EL ANCHO DE LA RANURA SERÁ IGUAL AL DIÁMETRO DEL TORNILLO MÁS 1/4".	10	0	0	0	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4
	20	0	0	1/4	3/8	5/8	3/4	1	1-1/8	1-1/4	1-3/8
	30	1/4	1/8	3/8	5/8	7/8	1-1/8	1-3/8	1-5/8	1-5/8	2
	40	1/4	1/8	3/8	3/4	1-1/8	1-1/2	1-7/8	2-1/8	2-3/8	2-1/2
	50	3/8	1/4	1/2	1	1-3/8	1-5/8	2-1/4	2-5/8	3	3-3/8
	60	3/8	1/4	5/8	1-1/4	1-5/8	2-1/8	2-3/4	3-1/8	3-5/8	4-1/8
	70	1/2	1/4	3/4	1-3/8	1-7/8	2-1/2	3-1/8	3-5/8	4-1/4	4-5/8
	80	1/2	3/8	3/4	1-1/2	2-1/8	2-7/8	3-5/8	4-1/8	4-7/8	5-3/8
	90	5/8	3/8	7/8	1-3/4	2-3/8	3-1/4	4	4-5/8	5-3/8	6
	100	5/8	3/8	1	1-7/8	2-5/8	3-5/8	4-1/2	5-1/8	6	6-5/8

TABLA AII.4.2: Longitud mínima de la ranura “a” (in)

La dimensión “a” depende de la distancia entre silletas ($d_{sop-sop}$) y la temperatura (se supondrá la de diseño del acumulador). Así,

$$\left. \begin{aligned} d_{sop-sop} &= L_{carc cil} - 2 \cdot d_{LT-sop} = 4.08 \text{ m} - 2 \cdot 0.55 \text{ m} = 2.98 \text{ m} \approx 10 \text{ ft} \\ T_D &= 435.2 \text{ }^\circ F \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ F \end{aligned} \right\} a = 3/8 \text{ in} = 9.5 \text{ mm}$$

Si se toma L_{ran} igual a “a”:

$$L_{ran} = 9.5 \text{ mm}$$

10. Comprobar las condiciones de la prueba de presión:

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13800 \text{ psi}} = 6.22 \text{ Kg/cm}^2 = 6.02 \text{ atm} = 610455.86 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

Para ello, se hará uso de la expresión [AII.2.157] (referida a “ARF” en lugar de “col”), que expresa los esfuerzos generados por presión interna en el fondo toriesférico tipo Klopper (caso más desfavorable):

$$S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot (1.391 \text{ m} \cdot 1.541 + 0.2 \cdot 0.0095 \text{ m})}{2 \cdot 0.009525 \text{ m}} = 73.17 \text{ MPa}$$

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 73.17 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

11. Establecer la categoría del equipo:

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En el caso del acumulador ARF-1, se ha determinado que su presión de diseño es $P_d = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que posee un volumen de $V = 6.547 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 6.547 \text{ m}^3 = 26.624 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra al tanque en cuestión en el grupo 3. (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, el botellón de reflujo trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 204.0 °C. Por ello, este equipo pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenece el acumulador ARF-1.

4.2. Acumuladores de reflujo de las columnas Tridecano (ARF-2 Y ARF-3)

En este apartado se aplicarán de forma directa a uno de los acumuladores de reflujo de las columnas Tridecano (ambos son idénticos) los pasos básicos detallados en el apartado 4.1 referentes al dimensionamiento y el diseño mecánico de estos equipos.

1.

El acumulador de reflujo ARF-2 (o ARF-3) almacena a una presión próxima a las 2 atm y de manera transitoria el fluido parafínico condensado procedente del aerorrefrigerante EA-2 (o AE-3), siendo, por tanto, la temperatura (de salida del aerorrefrigerante), la composición y los caudales molares y másicos de dicha corriente los expuestos en la etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.2.2.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$L_{ARF \text{ másico}} = 1343.57 \text{ Ton} / \text{día}$$

$$T_{ARF} = 237.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$[AII.4.1] \Rightarrow Q_{ARF} = \frac{1343.57 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 2438.89 \text{ m}^3 / \text{día}$$

2.

Capacidad del acumulador de reflujo:

$$t_{residencia} = 15 \text{ min}$$

$$\downarrow [AII.4.2]$$

$$V_{\min ARF} = 15 \text{ min} \cdot 2438.89 \text{ m}^3 / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{1440 \text{ min}} = 25.405 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este botellón de reflujo, al ser un recipiente con capacidad superior a 1.8 m^3 y comprendida, a su vez, entre 3.8 m^3 y 38 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque horizontal sustentado por silletas (en lugar de una cimentación de hormigón). Según

estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{ARF} = \frac{V_{\min ARF}}{0.9} = \frac{25.405 \text{ m}^3}{0.9} = 28.228 \text{ m}^3$$

✓ Este será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3.

• Presión de Diseño (P_D):

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 4.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe comentar que como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, como aún no se conoce la altura –diámetro- del recipiente, no es posible calcular este segundo término, y, por tanto, únicamente, se ha considerado la presión de trabajo. Posteriormente, se verá la necesidad o no de incluir el término ausente (ver * en el punto 4).

• Temperatura de Diseño (T_D):

En principio, la temperatura máxima de operación en los acumuladores ARF-2 y ARF-3 es 237.6 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 237.6 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 257.6 \text{ °C} = 495.7 \text{ °F}$$

⇒ Tensión máxima admisible (S):

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 500 °F

(temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 495.7 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13800 \text{ psi} = 95.15 \text{ MPa}$$

4.

Diámetro óptimo:

$$[AII.4.3] \Rightarrow F = \frac{398783 \text{ Pa}}{2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.06 \text{ m}^{-1} = 0.052 \text{ in}^{-1}$$

$$V'_{ARF} = 28.288 \text{ m}^3 \approx 1000 \text{ ft}^3$$

↓
Gráfico de Abakians (Fig. 4.1)

$$D_{ARF} \approx 6.6 \text{ ft} = 2.012 \text{ m}$$

Antes de calcular la altura, se debe estandarizar el diámetro del recipiente (se hará con el interior). Si se consulta la tabla de diámetros estándares de recipientes (tabla AII.2.27), el diámetro comercial superior más próximo a 2.012 m es:

$$D_{i ARF} = 2.134 \text{ m}$$

* Conocido el diámetro del acumulador, es posible completar el epígrafe referente a presión de diseño de la etapa 3, es decir, es posible calcular la presión debida a la columna de líquido. En el caso extremo, dicha columna tendrá un valor igual al del diámetro interior del tanque, que ejercerá una presión de:

$$[AII.4.4] \Rightarrow P_{col} = 550.9 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 2.134 \text{ m} = \\ = 11530.5 \text{ Pa} = 0.11 \text{ atm}$$

Así pues, teniendo en cuenta el pequeño valor de esta presión y el carácter altamente conservador del cálculo de la presión de diseño, se considera que no es necesaria la inclusión de este término de la presión máxima de operación.

↓
Longitud de la carcasa cilíndrica:

$$V_{carc cil} = V'_{ARF} \xrightarrow{[AII.4.5]} L_{carc cil} = \frac{28.228 \text{ m}^3}{\pi \cdot \left(\frac{2.134 \text{ m}}{2}\right)^2} = 7.895 \text{ m}$$

Se puede comprobar, según la expresión anterior, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del acumulador de reflujo. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de facilitar la determinación de manera aproximada de las dimensiones óptimas del recipiente. Con la posterior inclusión de los cabezales, el diámetro del acumulador permanecerá invariable, mientras que la longitud y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

5.

Definición de los tipos de fondos y cálculo de sus características técnicas:

$$\text{Cabezales toriesféricos} \xrightarrow[\begin{matrix} P_D < 7 \text{ Kg/cm}^2 \\ T_D < 350 \text{ }^\circ\text{C} \end{matrix}]{\text{Tipo Klopper}}$$

Las características técnicas de los fondos Klopper serán:

- Radio mayor (L): [AII.2.77] $\Rightarrow L \approx D_i = 2.134 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] $\Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{2.134 \text{ m}}{10} = 0.213 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] $\Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 2.134 \text{ m} = 0.427 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80]
- Volumen (m^3): [AII.2.137] $\Rightarrow V = 0.1 \cdot (2.134 \text{ m})^3 = 0.971 \text{ m}^3$

6.

Espesor del acumulador de reflujo:

Como ya se comentó en el apartado 4.1, en el cálculo del espesor requerido del botellón de reflujo se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna, siendo las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica y fondo toriesférico que incluyen tales esfuerzos las siguientes (todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección del mismo):

Envolvente cilíndrica

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.134 \text{ m}}{2}\right)}{2.95 \cdot 15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.8 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{2.134 \text{ m}}{2}\right)}{95 \cdot 15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 5.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.6 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{2.134 \text{ m}}{0.213 \text{ m}} = 10 < 16.6$:

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{2.134 \text{ m}}{0.213 \text{ m}}\right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 2.134 \text{ m} \cdot 1.541}{2.95 \cdot 15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 8.6 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 8.6 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor de los acumuladores de reflujo ARF-2 y ARF-3 será obtenido a partir del mayor de los anteriores, esto es, $t_{ARF}^{min \text{ calc}} = 8.6 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, resulta:

$$[AII.4.6] \Rightarrow t_{ARF}^C = 8.6 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 11.2 \text{ mm} > t_{min} = 7.5 \text{ mm}$$

Finalmente, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 11.2 mm. A partir de la tabla de espesores estándares (tabla AII.2.26), se puede concluir que:

$$t_{ARF} = 12.7 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente el diámetro exterior de los acumuladores objeto de estudio:

- $[AII.4.7] \Rightarrow D_{o \text{ ARF}} = 2.134 \text{ m} + 2 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.159 \text{ m}$

✓ Comentar que la fórmula [AII.2.90] depende del radio mayor L , el cual se ha obtenido de manera aproximada como $L \approx D_i$, y no como $L = D_o$, ya que se desconocía el valor del espesor. Estrictamente, habría que recalcular el espesor del acumulador para el verdadero valor de L ; sin embargo, la mínima diferencia existente entre D_i y D_o , haría que el nuevo valor de t_{ARF}^C fuese ligeramente superior a 11.2 mm y, por tanto, inferior a 12.7 mm.

7.

Características técnicas definitivas de los fondos Klopper:

- Radio mayor (L): [AII.2.77] $\Rightarrow L = 2.159 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] $\Rightarrow r = \frac{2.159 \text{ m}}{10} = 0.216 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] $\Rightarrow H = 0.2 \cdot 2.159 \text{ m} = 0.432 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80] $\Rightarrow h = 3.5 \cdot 12.7 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 44.5 \text{ mm}$
- Volumen (m^3): [AII.2.137] $\Rightarrow V = 0.1 \cdot (2.134 \text{ m})^3 = 0.971 \text{ m}^3$

Longitud total del acumulador de reflujo:

$$[AII.4.8] \Rightarrow L_{ARF} = 7.895 \text{ m} + 2 \cdot 0.432 \text{ m} = 8.759 \text{ m}$$

Volumen total del acumulador reflujo:

$$[AII.4.9] \Rightarrow V_{ARF} = 28.228 \text{ m}^3 + 2 \cdot 0.971 \text{ m}^3 = 30.170 \text{ m}^3$$

Así, finalmente, la fracción de volumen ocupado en el botellón de reflujo será:

$$\frac{V_{\min ARF}}{V_{ARF}} = \frac{25.405 \text{ m}^3}{30.170 \text{ m}^3} = 0.842 < 0.9$$

8.

El material aislante será fibra de vidrio, en su forma de colcha, con un espesor de:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 257.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 2134 \text{ mm} \rightarrow D > 762 \text{ mm} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.28}} t_{\text{aisl}} = 165 \text{ mm} = 0.165 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante de los acumuladores ARF-2 y ARF-3 es:

$$\bullet [AII.4.10] \Rightarrow D_{\text{aisl ARF}} = 2.159 \text{ m} + 2 \cdot 0.165 \text{ m} = 2.489 \text{ m}$$

9.

Características del soporte:

Según la tabla AII.4.1, la carga máxima ($W_{\text{máx}}$) que pueden soportar las dos silletas en el caso de los tanques ARF-2 y ARF-3 es:

$$D = D_{\text{no min al ARF}} = 2.134 \text{ m} = 84 \text{ in} \rightarrow W_{\text{máx}} = 68180 \text{ Kg}_f = 668845.8 \text{ N}$$

Por consiguiente, tendrá que calcularse la carga real a la que se ven sometidos los soportes; dicha carga se asignará, fundamentalmente, al peso total del tanque en operación (ver epígrafe *carga debida al peso de la torre del apartado 2.2.6.2*):

Peso total del armado

→ Peso estructura acero:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$[AII.4.11] \Rightarrow V_{\text{carc cil}}^{\text{acero}} = 7.90 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.159 \text{ m})^2 - (2.134 \text{ m})^2]}{4} = 0.6761 \text{ m}^3$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.4.12] \Rightarrow V_{\text{f Klo}}^{\text{acero}} = 0.1 \cdot [(2.159 \text{ m})^3 - (2.134 \text{ m})^3] = 0.0351 \text{ m}^3$$



$$[AII.4.13] \Rightarrow V_{\text{arm acero}} = 0.6761 \text{ m}^3 + 2 \cdot 0.0351 \text{ m}^3 = 0.7463 \text{ m}^3$$

$$\downarrow \rho_{\text{acero}} = 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$[AII.2.124] \Rightarrow W_{\text{arm acero}} = 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 0.7463 \text{ m}^3 = 56741.94 \text{ N}$$

→ Peso material aislante:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$[AII.4.14] \Rightarrow V_{\text{carc cil}}^{\text{aisl}} = 7.90 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.489 \text{ m})^2 - (2.159 \text{ m})^2]}{4} = 9.5111 \text{ m}^3$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.4.15] \Rightarrow V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot [(2.489\ m)^3 - (2.159\ m)^3] = 0.5356\ m^3$$



$$[AII.4.16] \Rightarrow V_{arm\ aisl} = 9.5111\ m^3 + 2 \cdot 0.5356\ m^3 = 10.5823\ m^3$$

$$\rho_{aisl} = 48\ Kg / m^3$$

$$[AII.2.131] \Rightarrow W_{arm\ aisl} = 9.81\ m / s^2 \cdot 48\ Kg / m^3 \cdot 10.5823\ m^3 = 4983.01\ N$$

Así, el peso principal del armado vendrá dado por:

$$[AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 56741.94\ N + 4983.01\ N = 61724.95\ N$$

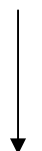


+ 10 % (peso adicional de tuberías, soldaduras, etc.).

$$W_{arm} = 1.1 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.1 \cdot 61724.95\ N = 67897.44\ N$$

Peso total del líquido de operación

$$V_{ARF} = 30.170\ m^3$$



$\rho_{agua\ operación} = 1000\ Kg / m^3$ (se considerará como fluido de operación el agua de prueba, por su mayor densidad en relación a la de las parafinas) .

$$[AII.2.139] \Rightarrow W_{operación} = 9.81\ m / s^2 \cdot 1000\ Kg / m^3 \cdot 30.170\ m^3 = 295971.86\ N$$

Dado que ya se conoce el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, puede determinar el peso total del acumulador en operación como:

$$[AII.2.116]^* \Rightarrow W = 67897.44\ N + 295971.86\ N = 363869.3\ N < W_{máx} = 668845.8\ N$$

* Referida a "ARF" en lugar de "col".

Se comprueba, pues, que las dos silletas van a verse sometidas a una carga debida a su peso considerablemente inferior a la máxima permisible, de manera que podrán asimilar sin problemas otras cargas adicionales (no consideradas) de menor magnitud, tales como las del viento o las ocasionadas por impacto.

Es preciso incidir en que el único dato acerca de las silletas que no proporciona la tabla AII.4.1 es la localización de las mismas, la cual, por tanto, tendrá que ser determinada. Con respecto a esto, se tendrán en cuenta dos aspectos: por un lado, en recipientes de espesor de pared pequeño en comparación con el diámetro, tal como el caso que ocupa ($D_{no\ min\ al\ ARF} / t_{ARF} = 2.134\ m / 12.7 \cdot 10^{-3}\ m = 168$), se recomienda localizar los soportes cerca de las líneas de tangencia de los cabezales, con el fin de utilizar éstos como anillos atiesadores; por otro lado, dada la relativa alta relación $L_{ARF} / D_{no\ min\ al\ ARF}$ ($8.759\ m / 2.134\ m \approx 4.2$), los soportes no deben ser colocados en los extremos del tanque. Ante esta situación “contradictoria”, y sabiendo que la distancia entre la línea de tangencia de un cabezal y la silleta adyacente (d_{LT-sop}) tiene que estar comprendida entre:

$$0.2 \cdot D_{o\ ARF} \leq d_{LT-sop} \leq 0.2 \cdot L_{c\ arc\ cil} \rightarrow 0.432\ m \leq d_{LT-sop} \leq 1.58\ m$$

se tomará como d_{LT-sop} un valor medio entre los dos anteriores, esto es:

$$d_{LT-sop} = \frac{0.432\ m + 1.58\ m}{2} = 1.006\ m \approx 1\ m$$

Cabe resaltar que, sin duda alguna, ésta es una aproximación; el lugar óptimo para localizar las silletas sería aquél en el cual los momentos flexionantes resultantes fueran iguales tanto en los puntos donde están localizadas las silletas como en el centro de la distancia entre ellas. No obstante, al no ser ésta una unidad prioritaria en el objeto del proyecto, se considerará como suficiente el cálculo llevado a cabo.

Finalmente, se calculará la longitud de las ranuras:

$$\left. \begin{aligned} d_{sop-sop} &= L_{c\ arc\ cil} - 2 \cdot d_{LT-sop} = 7.90\ m - 2 \cdot 1\ m = 5.9\ m \approx 20\ ft \\ T_D &= 495.7\ ^\circ F \rightarrow T = 500\ ^\circ F \end{aligned} \right\} \xrightarrow{[Tabla\ AII.4.2]} a = 3/4\ in = 19.0\ mm$$

Si se toma L_{ran} igual a “a” (longitud mínima de la ranura):

$$L_{ran} = 19.0\ mm$$

10. Comprobar las condiciones de la prueba de presión:

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13800 \text{ psi}} = 6.22 \text{ Kg/cm}^2 = 6.02 \text{ atm} = 610455.86 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.2.157]^* \Rightarrow S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot (2.159 \text{ m} \cdot 1.541 + 0.2 \cdot 0.0127 \text{ m})}{2 \cdot 0.0127 \text{ m}} = 85.18 \text{ MPa}$$

* Referida a "ARF" en lugar de "col".

En la tabla AII.2.30 puede comprobarse que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 85.18 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

11. Establecer la categoría del equipo:

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En el caso de los acumuladores ARF-2 y ARF-3, se ha determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que poseen un volumen de $V = 30.170 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 30.170 \text{ m}^3 = 122.69 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra al tanque en cuestión en el grupo 3. (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, estos botellones de reflujo trabajan con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 237.6 °C. Por ello, tales equipos pertenecen al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenecen los acumuladores ARF-2 y ARF-3.

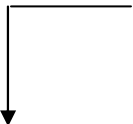
4.3. Acumulador de reflujo de la columna Splitter (ARF-4)

En este apartado se aplicarán de forma directa al acumulador de reflujo de la columna Splitter los pasos básicos detallados en el apartado 4.1 referentes al dimensionamiento y el diseño mecánico de estos equipos.

1.

El acumulador de reflujo ARF-4 almacena a una presión próxima a las 2 atm y de manera transitoria el fluido parafínico condensado procedente del aerorrefrigerante EA-4, siendo, por tanto, la temperatura (de salida del aerorrefrigerante), la composición y los caudales molares y máscicos de dicha corriente los expuestos en la etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.2.3.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$L_{ARF \text{ máscico}} = 856.60 \text{ Ton} / \text{día}$$

$$T_{ARF} = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$


$$[AII.4.1] \Rightarrow Q_{ARF} = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1598.65 \text{ m}^3 / \text{día}$$

2.

Capacidad del acumulador de reflujo:

$$t_{residencia} = 15 \text{ min}$$

$$\downarrow [AII.4.2]$$

$$V_{\min ARF} = 15 \text{ min} \cdot 1598.65 \text{ m}^3 / \text{día} \cdot \frac{1 \text{ día}}{1440 \text{ min}} = 16.653 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este botellón de reflujo, al ser un recipiente con capacidad superior a 1.8 m^3 y comprendida, a su vez, entre 3.8 m^3 y 38 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque horizontal sustentado por silletas (en lugar de una cimentación de hormigón). Según

estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{ARF} = \frac{V_{\min ARF}}{0.9} = \frac{16.653 \text{ m}^3}{0.9} = 18.503 \text{ m}^3$$

✓ Este será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3.

• Presión de Diseño (P_D):

La determinación de la presión de diseño será realizada aplicando el criterio establecido al respecto en el apartado 4.1:

Teniendo en cuenta que la presión de operación es:

$$P_{operación} = 2 \text{ atm} = 2.07 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} 1) [AII.2.72] \Rightarrow 1.1 \cdot 2.07 \text{ Kg/cm}^2 = 2.27 \text{ Kg/cm}^2 \\ 2) [AII.2.73] \Rightarrow 2.07 \text{ Kg/cm}^2 + 2 \text{ Kg/cm}^2 = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \\ 3) [AII.2.74] \Rightarrow 3.5 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 = \\ = 3.94 \text{ atm} = 398783 \text{ Pa} \end{array}$$

✓ Se debe comentar que como presión máxima de operación se ha de tomar la presión de trabajo más la presión debida a la columna de líquido. Sin embargo, como aún no se conoce la altura –diámetro- del recipiente, no es posible calcular este segundo término, y, por tanto, únicamente, se ha considerado la presión de trabajo. Posteriormente, se verá la necesidad o no de incluir el término ausente (ver * en el punto 4).

• Temperatura de Diseño (T_D):

En principio, la temperatura máxima de operación en el acumulador ARF-4 es 286.3 °C. Así, la temperatura de diseño será:

$$[AII.2.75] \Rightarrow T_D = 286.3 \text{ °C} + 20 \text{ °C} = 306.3 \text{ °C} = 583.3 \text{ °F}$$

⇒ Tensión máxima admisible (S):

Según se recoge en las tablas de materiales del Código ASME B31.3 (tabla AII.2.30), para carcasas de SA-283 Gr. C sometidas a una temperatura de hasta 600 °F

(temperatura inmediatamente superior a la de diseño, 583.3 °F), la tensión máxima admisible es:

$$S = 13000 \text{ psi} = 89.63 \text{ MPa}$$

4.

Diámetro óptimo:

$$[AII.4.3] \Rightarrow F = \frac{398783 \text{ Pa}}{2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 95.15 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8} = 2.1 \text{ m}^{-1} = 0.052 \text{ in}^{-1}$$

$$V'_{ARF} = 18.503 \text{ m}^3 \approx 655 \text{ ft}^3$$

↓
Gráfico de Abakians (Fig. 4.1)

$$D_{ARF} \approx 5.8 \text{ ft} = 1.768 \text{ m}$$

Antes de calcular la altura, debe estandarizarse el diámetro del recipiente (se hará con el interior). Si se consulta la tabla de diámetros estándares de recipientes (tabla AII.2.27), el diámetro comercial superior más próximo a 1.768 m es:

$$D_{i \text{ ARF}} = 1.829 \text{ m}$$

* Conocido el diámetro del acumulador, es posible completar el epígrafe referente a presión de diseño de la etapa 3, es decir, es posible calcular la presión debida a la columna de líquido. En el caso extremo, dicha columna tendrá un valor igual al del diámetro interior del tanque, que ejercerá una presión de:

$$[AII.4.4] \Rightarrow P_{col} = 535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 1.829 \text{ m} = \\ = 9613.0 \text{ Pa} = 0.09 \text{ atm}$$

Así pues, teniendo en cuenta el pequeño valor de esta presión y el carácter altamente conservador del cálculo de la presión de diseño, se considera que no es necesaria la inclusión de este término de la presión máxima de operación.

↓
Longitud de la carcasa cilíndrica:

$$V_{carc \text{ cil}} = V'_{ARF} \xrightarrow{[AII.4.5]} L_{carc \text{ cil}} = \frac{18.503 \text{ m}^3}{\pi \cdot \left(\frac{1.829 \text{ m}}{2}\right)^2} = 7.044 \text{ m}$$

Se puede comprobar, según la expresión anterior, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del acumulador de reflujo. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de facilitar la determinación de manera aproximada de las dimensiones óptimas del recipiente. Con la posterior inclusión de los cabezales, el diámetro del acumulador permanecerá invariable, mientras que la longitud y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

5.

Definición de los tipos de fondos y cálculo de sus características técnicas:

$$\text{Cabezales toriesféricos} \xrightarrow[\begin{matrix} P_D < 7 \text{ Kg/cm}^2 \\ T_D < 350 \text{ }^\circ\text{C} \end{matrix}]{\text{Tipo Klopper}}$$

Las características técnicas de los fondos Klopper serán:

- Radio mayor (L): [AII.2.77] $\Rightarrow L \approx D_i = 1.829 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] $\Rightarrow r \approx \frac{D_i}{10} = \frac{1.829 \text{ m}}{10} = 0.183 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] $\Rightarrow H \approx 0.2 \cdot D_i = 0.2 \cdot 1.829 \text{ m} = 0.366 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80]
- Volumen (m^3): [AII.2.137] $\Rightarrow V = 0.1 \cdot (1.829 \text{ m})^3 = 0.612 \text{ m}^3$

6.

Espesor del acumulador de reflujo:

Como ya se comentó en el apartado 4.1, en el cálculo del espesor requerido del botellón de reflujo se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna, siendo las fórmulas correspondientes a la envolvente cilíndrica y fondo toriesférico que incluyen tales esfuerzos las siguientes (todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada sección del mismo):

Envolverte cilíndrica

- Longitudinal:

$$[AII.2.86] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.829 \text{ m}}{2}\right)}{2.89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{Pa} \cdot 0.8 + 0.4 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.5 \text{ mm}$$

- Circunferencial:

$$[AII.2.87] \Rightarrow t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot \left(\frac{1.829 \text{ m}}{2}\right)}{89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.6 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 5.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.1 \text{ mm}$$

Fondo toriesférico tipo Klopper

- $\frac{L}{r} = \frac{1.829 \text{ m}}{0.183 \text{ m}} = 10 < 16.6$:

$$[AII.2.91] \Rightarrow M = 0.25 \cdot \left[3 + \sqrt{\left(\frac{1.829 \text{ m}}{0.183 \text{ m}}\right)} \right] = 1.541$$

↓ [AII.2.90]

$$t_{P_{int}} = \frac{398783 \text{ Pa} \cdot 1.829 \text{ m} \cdot 1.541}{2.89.63 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 0.8 - 0.2 \cdot 398783 \text{ Pa}} = 7.8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 7.8 \text{ mm}$$

Por consiguiente, el espesor del acumulador de reflujo ARF-4 será obtenido a partir del mayor de los anteriores, esto es, $t_{ARF}^{min \text{ calc}} = 7.8 \text{ mm}$. Si se le adiciona a éste el margen de espesor por corrosión, resulta:

$$[AII.4.6] \Rightarrow t_{ARF}^C = 7.8 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 10.4 \text{ mm} > t_{min} = 7.5 \text{ m}$$

Finalmente, el espesor escogido será el comercial inmediatamente superior a 10.4 mm. A partir de la tabla de espesores estándares (tabla AII.2.26), se puede concluir que:

$$t_{ARF} = 11.1 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente el diámetro exterior de los acumuladores objeto de estudio:

- $[AII.4.7] \Rightarrow D_{o \text{ ARF}} = 1.829 \text{ m} + 2 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1.851 \text{ m}$

✓ Comentar que la fórmula [AII.2.90] depende del radio mayor L , el cual se ha obtenido de manera aproximada como $L \approx D_i$, y no como $L = D_o$, ya que se desconocía el valor del espesor. Estrictamente, habría que recalculer el espesor del acumulador para el verdadero valor de L ; sin embargo, la mínima diferencia existente entre D_i y D_o , haría que el nuevo valor de t_{ARF}^C fuese ligeramente superior a 10.4 mm y, por tanto, inferior a 11.1 mm.

7.

Características técnicas definitivas de los fondos Klopper:

- Radio mayor (L): [AII.2.77] $\Rightarrow L = 1.851 \text{ m}$
- Radio menor (r): [AII.2.78] $\Rightarrow r = \frac{1.851 \text{ m}}{10} = 0.185 \text{ m}$
- Altura (H): [AII.2.79] $\Rightarrow H = 0.2 \cdot 1.851 \text{ m} = 0.370 \text{ m}$
- Altura faldilla (h): [AII.2.80] $\Rightarrow h = 3.5 \cdot 11.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 38.9 \text{ mm}$
- Volumen (m^3): [AII.2.81] $\Rightarrow V = 0.1 \cdot (1.829 \text{ m})^3 = 0.612 \text{ m}^3$

Longitud total del acumulador de reflujo:

$$[AII.4.8] \Rightarrow L_{ARF} = 7.044 \text{ m} + 2 \cdot 0.370 \text{ m} = 7.784 \text{ m}$$

Volumen total del acumulador reflujo:

$$[AII.4.9] \Rightarrow V_{ARF} = 18.503 \text{ m}^3 + 2 \cdot 0.612 \text{ m}^3 = 19.726 \text{ m}^3$$

Así, finalmente, la fracción de volumen ocupado en el botellón de reflujo será:

$$\frac{V_{\min ARF}}{V_{ARF}} = \frac{16.653 \text{ m}^3}{19.726 \text{ m}^3} = 0.844 < 0.9$$

8.

El material aislante será fibra de vidrio, en su forma de colcha, con un espesor de:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 306.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T^a = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 1829 \text{ mm} \rightarrow D > 762 \text{ mm} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.2.28}} t_{\text{aisl}} = 178 \text{ mm} = 0.178 \text{ m}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante del acumulador ARF-4 es:

$$\bullet [AII.4.10] \Rightarrow D_{\text{aisl ARF}} = 1.851 \text{ m} + 2 \cdot 0.178 \text{ m} = 2.207 \text{ m}$$

9.

Características del soporte:

Según la tabla AII.4.1, la carga máxima ($W_{\text{máx}}$) que pueden soportar las dos silletas en el caso del tanque ARF-4 es:

$$D = D_{\text{no mín al ARF}} = 1.829 \text{ m} = 72 \text{ in} \rightarrow W_{\text{máx}} = 38636 \text{ Kg}_f = 379019.2 \text{ N}$$

Por consiguiente, tendrá que calcularse la carga real a la que se ven sometidos los soportes; dicha carga será asignada, fundamentalmente, al peso total del tanque en operación (ver epígrafe *carga debida al peso de la torre* del apartado 2.2.6.2):

Peso total del armado

→ Peso estructura acero:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$[AII.4.11] \Rightarrow V_{\text{carc cil}}^{\text{acero}} = 7.04 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(1.851 \text{ m})^2 - (1.829 \text{ m})^2]}{4} = 0.4525 \text{ m}^3$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.4.12] \Rightarrow V_{\text{f Klo}}^{\text{acero}} = 0.1 \cdot [(1.851 \text{ m})^3 - (1.829 \text{ m})^3] = 0.0226 \text{ m}^3$$



$$[AII.4.13] \Rightarrow V_{\text{arm acero}} = 0.4525 \text{ m}^3 + 2 \cdot 0.0226 \text{ m}^3 = 0.4976 \text{ m}^3$$

$$\downarrow \rho_{\text{acero}} = 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$[AII.2.124] \Rightarrow W_{\text{arm acero}} = 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 7750.37 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 0.4976 \text{ m}^3 = 37832.98 \text{ N}$$

→ Peso material aislante:

➤ Volumen de la carcasa cilíndrica:

$$[AII.4.14] \Rightarrow V_{\text{carc cil}}^{\text{aisl}} = 7.04 \text{ m} \cdot \pi \cdot \frac{[(2.207 \text{ m})^2 - (1.851 \text{ m})^2]}{4} = 7.9923 \text{ m}^3$$

➤ Volumen del fondo Klopper:

$$[AII.4.15] \Rightarrow V_{f\ Klo}^{aisl} = 0.1 \cdot [(2.207\ m)^3 - (1.851\ m)^3] = 0.4408\ m^3$$



$$[AII.4.16] \Rightarrow V_{arm\ aisl} = 7.9923\ m^3 + 2 \cdot 0.4408\ m^3 = 8.8740\ m^3$$

$$\rho_{aisl} = 48\ Kg / m^3$$

$$[AII.2.131] \Rightarrow W_{arm\ aisl} = 9.81\ m / s^2 \cdot 48\ Kg / m^3 \cdot 8.8740\ m^3 = 4178.58\ N$$

Así, el peso principal del armado vendrá dado por:

$$[AII.2.132] \Rightarrow W'_{arm} = 37832.98\ N + 4178.58\ N = 42011.56\ N$$

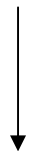


+ 10 % (peso adicional de tuberías, soldaduras, etc.).

$$W_{arm} = 1.1 \cdot W'_{arm} \Rightarrow W_{arm} = 1.1 \cdot 42011.56\ N = 46212.71\ N$$

Peso total del líquido de operación

$$V_{ARF} = 19.726\ m^3$$



$\rho_{agua\ operación} = 1000\ Kg / m^3$ (se considerará como fluido de operación el agua de prueba, por su mayor densidad en relación a la de las parafinas) .

$$[AII.2.139] \Rightarrow W_{operación} = 9.81\ m / s^2 \cdot 1000\ Kg / m^3 \cdot 19.726\ m^3 = 193513.59\ N$$

Dado que ya se conocen el peso total del armado y el peso total de líquido de operación, puede determinarse el peso total del acumulador en operación como:

$$[AII.2.116]^* \Rightarrow W = 46212.71\ N + 193513.59\ N = 239726.3\ N < W_{máx} = 379019.2\ N$$

* Referida a “ARF” en lugar de “col”.

Se comprueba, pues, que las dos silletas van a verse sometidas a una carga debida a su peso considerablemente inferior a la máxima permisible, de manera que podrán asimilar sin problemas otras cargas adicionales (no consideradas) de menor magnitud, tales como las del viento o las ocasionadas por impacto.

Es preciso incidir en que el único dato acerca de las silletas que no proporciona la tabla AII.4.1 es la localización de las mismas, la cual, por tanto, tendrá que ser determinada. Con respecto a esto, se tendrán en cuenta dos aspectos: por un lado, en recipientes de espesor de pared pequeño en comparación con el diámetro, tal como el caso que ocupa ($D_{no\ min\ al\ ARF} / t_{ARF} = 1.829\ m / 11.1 \cdot 10^{-3}\ m \approx 165$), se recomienda localizar los soportes cerca de las líneas de tangencia de los cabezales, con el fin de utilizar éstos como anillos atiesadores; por otro lado, dada la relativa alta relación $L_{ARF} / D_{no\ min\ al\ ARF}$ ($7.784\ m / 1.829\ m \approx 4.3$), los soportes no deben ser colocados en los extremos del tanque. Ante esta situación “contradictoria”, y sabiendo que la distancia entre la línea de tangencia de un cabezal y la silleta adyacente (d_{LT-sop}) tiene que estar comprendida entre:

$$0.2 \cdot D_{o\ ARF} \leq d_{LT-sop} \leq 0.2 \cdot L_{carg\ cil} \rightarrow 0.370\ m \leq d_{LT-sop} \leq 1.409\ m$$

se tomará como d_{LT-sop} un valor medio entre los dos anteriores, esto es:

$$d_{LT-sop} = \frac{0.370\ m + 1.409\ m}{2} = 0.889\ m \approx 0.90\ m$$

Cabe resaltar que, sin duda alguna, ésta es una aproximación; el lugar óptimo para localizar las silletas sería aquél en el cual los momentos flexionantes resultantes fueran iguales tanto en los puntos donde están localizadas las silletas como en el centro de la distancia entre ellas. No obstante, al no ser ésta una unidad prioritaria en el objeto del proyecto, se considera como suficiente el cálculo llevado a cabo.

Finalmente, se calculará la longitud de las ranuras:

$$\left. \begin{aligned} d_{sop-sop} &= L_{carg\ cil} - 2 \cdot d_{LT-sop} = 7.04\ m - 2 \cdot 0.9\ m = 5.24\ m \rightarrow 20\ ft \\ T_D &= 583.3\ ^\circ F \rightarrow T = 600\ ^\circ F \end{aligned} \right\} \xrightarrow{[Tabla\ AII.4.2]} a = 1\ in = 25.4\ mm$$

Si se toma L_{ran} igual a “a” (longitud mínima de la ranura):

$$L_{ran} = 25.4\ mm$$

10. Comprobar las condiciones de la prueba de presión:

En el apartado 2.2.6.4 ya se definió de manera general la prueba de presión y se explicó cómo se calcula la presión de prueba hidrostática (P_p). Mediante la expresión [AII.2.151], se llega a que:

$$P_p \geq 1.25 \cdot 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \frac{16900 \text{ psi}}{13000 \text{ psi}} = 6.61 \text{ Kg/cm}^2 = 6.40 \text{ atm} = 648022.38 \text{ Pa}$$

Entonces, se aproximará la presión de prueba hidráulica a 650000 Pa.

Comprobación de que no se sobrepasa el valor del 90 % del límite elástico del material a la temperatura de prueba para los esfuerzos primarios de membrana:

$$[AII.2.157]^* \Rightarrow S \cdot E = \frac{650000 \text{ Pa} \cdot (1.851 \text{ m} \cdot 1.541 + 0.2 \cdot 0.0111 \text{ m})}{2 \cdot 0.0111 \text{ m}} = 83.46 \text{ MPa}$$

* Referida a "ARF" en lugar de "col".

En la tabla AII.2.30 se puede comprobar que el límite elástico del acero al carbono SA-283 Gr. C es $E_e = 30000 \text{ psi} = 206.84 \text{ MPa}$. Por lo tanto, se comprueba que:

$$S \cdot E = 83.46 \text{ MPa} < 0.8 \cdot E_e = 0.9 \cdot 206.84 \text{ MPa} = 186.16 \text{ MPa}$$

11. Establecer la categoría del equipo:

⇒ Potencial de riesgo (PR):

En el caso del acumulador ARF-4, se ha determinado que su presión de diseño es $P_D = 4.07 \text{ Kg/cm}^2$ y que poseen un volumen de $V = 19.726 \text{ m}^3$. Así pues, presenta un potencial de riesgo:

$$[AII.152] \Rightarrow PR = 4.07 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 19.726 \text{ m}^3 = 80.22 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \text{m}^3$$

que, al estar comprendido entre 25 y 300, encuadra al tanque en cuestión en el grupo 3. (ver tabla AII.2.32).

⇒ Características de los fluidos:

Como se ha podido comprobar, este botellón de reflujo trabaja con parafinas lineales (fluidos inflamables) a una temperatura máxima de 286.3 °C. Por ello, este equipo pertenece al grupo A (ver tabla AII.2.33).

Finalmente, mediante la tabla AII.2.34 se deduce que los grupos 3 y A dan lugar a la categoría II, a la cual, por consiguiente, pertenece el acumulador ARF-4.

5. TANQUES DE ALMACENAMIENTO

El apartado 5 referente a depósitos de almacenamiento constará, a su vez, de cuatro subapartados: los tres primeros se dedicarán al cálculo de manera individual de cada uno de los equipos, centrado éste en el dimensionamiento y diseño mecánico de los mismos; en el último, se determinarán ciertos aspectos relacionados directa o indirectamente con el sistema de protección contra incendios, tales como distancias entre tanques, dimensiones del cubeto, etc.

Antes de centrar la atención en cada tanque, se mostrarán aquellos aspectos o datos comunes a todos ellos, relacionados especialmente con el diseño mecánico:

⇒ *Código de construcción:*

Como ya se ha argumentado en la memoria, éste será la norma API 650 “Steel Tanks for Oil Storage”.

⇒ *Corrosión (C):*

Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado 2.2.6), se estimará para los tanques de almacenamiento un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005 \text{ in} / \text{año} \cdot 20 \text{ años} = 0.1 \text{ in} = 2.5 \text{ mm}$$

⇒ *Tipo de material:*

Éste será un acero al carbono SA-283 Gr. C.

⇒ *Esfuerzos permisibles por condiciones de diseño (S_d) y de prueba hidrostática (S_h):*

Como se comprobará con posterioridad, el conocimiento de estas variables es imprescindible para la determinación del espesor de la carcasa. Sus valores vienen tabulados en la siguiente tabla, en función del material de construcción de los tanques:

$$\text{SA-283 Gr. C} \rightarrow S_d = 137 \text{ MPa}, S_h = 154 \text{ MPa}$$

Plate Specification	Grade	Minimum Yield Strength MPa (psi)	Minimum Tensile Strength MPa (psi)	Product Design Stress S_d MPa (psi)	Hydrostatic Test Stress S_t MPa (psi)
ASTM Specifications					
A 283M (A 283)	C (C)	205 (30,000)	380 (55,000)	137 (20,000)	154 (22,500)
A 285M (A 285)	C (C)	205 (30,000)	380 (55,000)	137 (20,000)	154 (22,500)
A 131M (A 131)	A, B, CS (A, B, CS)	235 (34,000)	400 (58,000)	157 (22,700)	171 (24,900)
A 36M (A 36)	—	250 (36,000)	400 (58,000)	160 (23,200)	171 (24,900)
A 131M (A 131)	EH 36 (EH 36)	360 (51,000)	490 ^a (71,000 ^a)	196 (28,400)	210 (30,400)
A 573M (A 573)	400 (58)	220 (32,000)	400 (58,000)	147 (21,300)	165 (24,000)
A 573M (A 573)	450 (65)	240 (35,000)	450 (65,000)	160 (23,300)	180 (26,300)
A 573M (A 573)	485 (70)	290 (42,000)	485 ^a (70,000 ^a)	193 (28,000)	208 (30,000)
A 516M (A 516)	380 (55)	205 (30,000)	380 (55,000)	137 (20,000)	154 (22,500)
A 516M (A 516)	415 (60)	220 (32,000)	415 (60,000)	147 (21,300)	165 (24,000)
A 516M (A 516)	450 (65)	240 (35,000)	450 (65,000)	160 (23,300)	180 (26,300)
A 516M (A 516)	485 (70)	260 (38,000)	485 (70,000)	173 (25,300)	195 (28,500)
A 662M (A 662)	B (B)	275 (40,000)	450 (65,000)	180 (26,000)	193 (27,900)
A 662M (A 662)	C (C)	295 (43,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)
A 537M (A 537)	1 (1)	345 (50,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)
A 537M (A 537)	2 (2)	415 (60,000)	550 ^a (80,000 ^a)	220 (32,000)	236 (34,300)
A 633M (A 633)	C, D (C, D)	345 (50,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)
A 678M (A 678)	A (A)	345 (50,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)
A 678M (A 678)	B (B)	415 (60,000)	550 ^a (80,000 ^a)	220 (32,000)	236 (34,300)
A 737M (A 737)	B (B)	345 (50,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)
A 841M (A 841)	Class 1 (Class 1)	345 (50,000)	485 ^a (70,000 ^a)	194 (28,000)	208 (30,000)

TABLA AII.5.1: Esfuerzos permisibles S_d y S_t para metales según API 650

5.1. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Decano (DAD-1)

Tal y como se hizo con los botellones de reflujo, se tratarán conjuntamente (en un único apartado) tanto el dimensionamiento como el diseño mecánico de los tanques de almacenamiento, dada la interconexión existente entre estos dos puntos. Así pues, se indicarán seguidamente los pasos básicos llevados a cabo al respecto, ilustrados con el ejemplo de cálculo de DAD-1:

1. Definir el tipo y las características del fluido de operación (procedencia, composición, caudal y temperatura):

El tanque de almacenamiento DAD-1 almacena a presión atmosférica el destilado parafínico de la columna Decano, procedente, en última instancia, del refrigerador ICW/D-1, siendo, por tanto, la temperatura (de salida del intercambiador), la composición y los caudales molares y másicos de dicha corriente los expuestos en la

etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.1.2.4.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$D_{m\acute{a}sico} = 23.29 \text{ Ton} / \text{día}$$

$$T_{DA} = 42.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{DA} = \frac{D_{m\acute{a}sico}}{\rho_{DA}} [AII.5.1] \Rightarrow Q_{DA} = \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{712.2 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 32.71 \text{ m}^3 / \text{día}$$

2. Estimación de la capacidad del tanque de almacenamiento:

Como ya se citó en la memoria, la determinación de la capacidad de los tanques de almacenamiento se ha realizado en base al tiempo máximo de acopio, el cual ha sido cifrado en dos semanas aproximadamente:

$$t_{almacenamiento} = 14 \text{ días}$$

Así, a partir de este tiempo y el caudal entrante en el tanque, el volumen mínimo de éste ha de ser:

$$V_{\min DA} = t_{almacenamiento} \cdot Q_{DA} [AII.5.2] \Rightarrow V_{\min DA} = 14 \text{ días} \cdot 32.71 \text{ m}^3 / \text{día} = 457.965 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este depósito de almacenamiento, al ser un recipiente con capacidad superior a 38 m^3 y, por consiguiente, a 1.8 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque vertical sustentado por una cimentación de hormigón. Según estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{DA} = \frac{V_{\min DA}}{0.9} = \frac{457.965 \text{ m}^3}{0.9} = 508.850 \text{ m}^3$$

✓ Éste será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3. Determinación de las dimensiones del depósito:

Las dimensiones de los tanques de almacenamiento serán obtenidas a partir de la tabla adjunta, que muestra los volúmenes resultantes de la combinación de las diferentes

alturas y diámetros comerciales existentes para las carcasas cilíndricas de equipos de media y alta capacidad:

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5	Column 6	Column 7	Column 8	Column 9	Column 10	Column 11
Tank Diameter m	Capacity per m of Height m ³	Tank Height (m) / Number of Courses in Completed Tank								
		3.6 / 2	5.4 / 3	7.2 / 4	9 / 5	10.8 / 6	12.6 / 7	14.4 / 8	16.2 / 9	18 / 10
3	7.07	25	38	51	64	76	—	—	—	—
4.5	15.9	57	86	115	143	172	—	—	—	—
6	28.3	102	153	204	254	305	356	407	—	—
7.5	44.2	159	239	318	398	477	557	636	716	795
9	63.6	229	344	458	573	687	802	916	1,031	1,145
10.5	86.6	312	468	623	779	935	1,091	1,247	1,403	1,559
12	113	407	611	814	1,018	1,221	1,425	1,629	1,832	2,036
13.5	143	515	773	1,031	1,288	1,546	1,804	2,061	2,319	2,576
15	177	636	954	1,272	1,590	1,909	2,227	2,545	2,863	3,181
18	254	916	1,374	1,832	2,290	2,748	3,206	3,664	4,122	4,580
										<i>D = 18</i>
21	346	1,247	1,870	2,494	3,117	3,741	4,364	4,988	5,089	—
24	452	1,629	2,443	3,257	4,072	4,886	5,700	5,474	<i>D = 20</i>	—
27	573	2,061	3,092	4,122	5,153	6,184	6,690	<i>D = 22</i>	—	—
30	707	2,545	3,817	5,089	6,362	7,634	<i>D = 26</i>	—	—	—
36	1,018	3,664	5,497	7,329	9,161	<i>D = 30</i>	—	—	—	—
					<i>D = 36</i>					
42	1,385	4,988	7,481	9,975	—	—	—	—	—	—
48	1,810	6,514	9,772	11,966	—	—	—	—	—	—
54	2,290	8,245	12,367	<i>D = 46</i>	—	—	—	—	—	—
60	2,827	10,179	15,268	—	—	—	—	—	—	—
66	3,421	12,316	16,303	—	—	—	—	—	—	—
			<i>D = 62</i>							

TABLA AII.5.2: Diámetros y comerciales de tanques de mediana y alta capacidad

De la tabla anterior se deduce que la relación $H_{\text{carc cil}}/D_{\text{carc cil}}$ para depósitos de gran capacidad ($V_{\text{carc cil}} > 500 \text{ m}^3$) está comprendida entre:

$$\left(\frac{H_{\text{carc cil}}}{D_{\text{carc cil}}} \right)_{\text{mín}} = \frac{3.6 \text{ m}}{66 \text{ m}} = 5.5 \cdot 10^{-2} < \frac{H_{\text{carc cil}}}{D_{\text{carc cil}}} < \left(\frac{H_{\text{carc cil}}}{D_{\text{carc cil}}} \right)_{\text{máx}} = \frac{18 \text{ m}}{7.5 \text{ m}} = 2.4$$

De manera general, y siempre que el volumen lo permita, se seleccionará una relación próxima a la unidad o ligeramente inferior. Así, si se parte de una relación

unitaria y se considera como volumen de la carcasa cilíndrica el valor de V'_{DA} , la resolución del sistema de dos ecuaciones da lugar a:

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{H'_{carc\ cil}}{D'_{carc\ cil}} &= 1 \\ \bullet V'_{carc\ cil} &= V'_{DA} = H'_{carc\ cil} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D'_{carc\ cil}}{2} \right)^2 = 508.850 \text{ m}^3 \end{aligned} \right\} H'_{carc\ cil} = D'_{carc\ cil} = 8.653 \text{ m}$$

Si se toma de la tabla AII.5.2 los valores de altura y diámetro inmediatamente superiores a los calculados, se obtiene:

$$H_{carc\ cil} = 9 \text{ m}$$

$$D_{carc\ cil} = 9 \text{ m}$$

$$V_{carc\ cil} = 572.555 \text{ m}^3$$

Se puede comprobar, según la suposición realizada en la resolución del sistema de ecuaciones, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del depósito. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de facilitar la determinación de las dimensiones del recipiente. Con la posterior inclusión del cabezal superior cónico (el inferior es plano), el diámetro del equipo permanecerá invariable, mientras que la altura y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

4. Determinación del espesor del depósito de almacenamiento:

Para el cálculo del espesor requerido del recipiente de almacenamiento se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe indicar que todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para cada zona del mismo. Dichas zonas serán: el fondo plano, la carcasa cilíndrica y el techo cónico. No obstante, tal y como se verá a continuación, será determinante una de las dos primeras, quedando las características mecánicas y técnicas de la tercera zona a expensas de aquéllas.

✓ Recordar que todas las fórmulas y criterios empleados estarán de acuerdo con la norma API 650.

A) Diseño y cálculo de la carcasa cilíndrica:

Para el cálculo del espesor de la carcasa cilíndrica se empleará el denominado “método de un pie” (aplicable en tanques con un diámetro igual o menor a 60.960 m), con el cual se determina el espesor requerido de la pared del tanque, por condiciones de diseño (se calcula con base al nivel del líquido, tomando la densidad relativa del fluido común de operación) y de prueba hidrostática (se obtiene considerando el mismo nivel de diseño, pero ahora utilizando la densidad relativa del agua), tomándose, finalmente, el superior de ambos. No obstante, este espesor resultante en ningún caso será menor que el mayor de los siguientes valores:

✗ exigido por la norma API 650:

Nominal Tank Diameter (See Note 1)		Nominal Plate Thickness (See Note 2)	
(m)	(ft)	(mm)	(in.)
< 15	< 50	5	3/16
15 to < 36	50 to < 120	6	1/4
36 to 60	120 to 200	8	5/16
> 60	> 200	10	3/8

Notes:

- 1. Unless otherwise specified by the purchaser, the nominal tank diameter shall be the centerline diameter of the bottom shell-course plates.
- 2. Nominal plate thickness refers to the tank shell as constructed. The thicknesses specified are based on erection requirements.
- 3. When specified by the purchaser, plate with a minimum nominal thickness of 6 millimeters may be substituted for 1/4-inch plate.

TABLA AII.5.3: Espesor mínimo de carcasa para tanques según API 650 (no incluye margen por corrosión)

$$D_{carc\ cil} = 9\ m < 15\ m \rightarrow t_{min} = 5\ mm + C = 5\ mm + 2.5\ mm = 7.5\ mm$$

✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{min}\ (mm) = 5 + C \Rightarrow t_{min} = 5 + 2.5\ mm = 7.5\ mm$$

Por consiguiente, $t_{min} = 7.5\ mm$.

- Espesor por condiciones de diseño (t_d):

$$t_d = \frac{4900 \cdot D_{\text{carc cil}} \cdot (H_{\text{liq}} - 0.3) \cdot G}{S_d} + C \quad [AII.5.3]$$

siendo H_{liq} la altura de diseño del nivel del líquido y G la densidad relativa del fluido a almacenar (todas las variables en el SI de unidades).

Se calcularán las variables desconocidas de la expresión anterior:

- ⇒ Altura de diseño del nivel del líquido (H_{liq}):

Ésta es la altura máxima del líquido en el depósito de almacenamiento. En condiciones normales de operación, dicha altura será la correspondiente a un volumen $V_{\text{min DA}}$ en un tanque de diámetro $D_{\text{carc cil}}$, es decir:

$$H_{\text{liq}} = \frac{V_{\text{min DA}}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{\text{carc cil}}}{2}\right)^2} [AII.5.4] \Rightarrow H_{\text{liq}} = \frac{457.965 \text{ m}^3}{\pi \cdot \left(\frac{9 \text{ m}}{2}\right)^2} = 7.20 \text{ m}$$

Aún así, como medida de seguridad (prueba de presión y otros “acontecimientos”), se tomará como la altura total de la carcasa cilíndrica:

$$H_{\text{liq}} = 9 \text{ m}$$

- ⇒ Densidad relativa del fluido a almacenar (G):

$$G = \frac{\rho_{DA}}{\rho_{Ag}} [AII.5.5] \Rightarrow G = \frac{712.2 \text{ Kg/m}^3}{10^3 \text{ Kg/m}^3} = 0.7122$$

Entonces, sustituyendo en la fórmula AII.5.3 éstas y otras variables expuestas en etapas precedentes, se obtiene:

$$t_d = \frac{4900 \cdot 9 \text{ m} \cdot (9 \text{ m} - 0.3) \cdot 0.7122}{137 \cdot 10^6 \text{ Pa}} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \text{ mm}$$

- Espesor por prueba hidrostática (t_h):

$$SI: t_h = \frac{4900 \cdot D_{\text{carc cil}} \cdot (H_{\text{liq}} - 0.3)}{S_h} [AII.5.6] \Rightarrow t_h = \frac{4900 \cdot 9 \text{ m} \cdot (9 \text{ m} - 0.3)}{154 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.5 \text{ mm}$$

Finalmente, según los valores de $t_{\text{mín}}$, t_d y t_h , resulta que el espesor de la carcasa ha de ser mayor o igual a:

$$t_{carc\ cil}^C = 7.5\text{ mm} (> t_d = 4.5\text{ mm} > t_h = 2.5\text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{carc\ cil} = 7.9\text{ mm}$$

B) Diseño del fondo inferior plano:

El espesor requerido para el fondo plano del tanque de almacenamiento será el mayor de los siguientes dos valores:

- ✗ exigido por la norma API 650:

Nominal Plate Thickness ^a of First Shell Course (mm)	Hydrostatic Test Stress ^b in First Shell Course (MPa)			
	≤ 190	≤ 210	≤ 230	≤ 250
$t \leq 19$	6	6	7	9
$19 < t \leq 25$	6	7	10	11
$25 < t \leq 32$	6	9	12	14
$32 < t \leq 38$	8	11	14	17
$38 < t \leq 45$	9	13	16	19

TABLA AII.5.4: Espesor mínimo de fondo plano para tanques según API 650 (no incluye margen por corrosión)

Los espesores especificados en la tabla superior están basados en una cimentación bien compactada que proporcione un soporte uniforme debajo de todo el fondo del recipiente, y dependen, como se puede comprobar, del espesor nominal de la carcasa cilíndrica ($t_{carc\ cil}$) y del esfuerzo generado en la carcasa cilíndrica durante la prueba hidrostática (S'_h). En relación a esta última variable, su cálculo se realiza, según la definición dada, a partir de la expresión [AII.5.6]:

$$S'_h = \frac{4900 \cdot D_{carc\ cil} \cdot (H_{liq} - 0.3)}{t_h} \quad [AII.5.7] \Rightarrow S'_h = \frac{4900 \cdot 9\text{ m} \cdot (9\text{ m} - 0.3)}{7.9 \cdot 10^{-3}\text{ m}} = 48.3 \cdot 10^6\text{ Pa} = 48.3\text{ MPa}$$

Por consiguiente,

$$\left. \begin{array}{l} \bullet t_{carc\ cil} = 7.9\text{ mm} < 19\text{ mm} \\ \bullet S'_h = 48.3\text{ MPa} < 190\text{ MPa} \end{array} \right\} t_{min} = 6\text{ mm} + C = 6\text{ mm} + 2.5\text{ mm} = 8.5\text{ mm}$$

- ✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{min} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{min} = 5 + 2.5\text{ mm} = 7.5\text{ mm}$$

Finalmente, según los valores obtenidos, resulta que el espesor del fondo ha de ser mayor o igual a:

$$t_{f \text{ plano}}^C = 8.5 \text{ mm} (> t_{\text{mín}} = 7.5 \text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{f \text{ plano}} = 9.5 \text{ mm}$$

Una vez calculados los espesores comerciales requeridos de la carcasa cilíndrica y del fondo inferior, se considerará como espesor del tanque de almacenamiento el mayor de éstos:

$$t_{DA} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente el diámetro exterior del recipiente de almacenamiento DAD-1:

$$D_{o \text{ DA}} = D_{i \text{ DA}} + 2 \cdot t_{DA} \quad [AII.5.8] \Rightarrow D_{o \text{ DA}} = 9 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9.019 \text{ m}$$

C) Diseño del techo cónico:

Tal y como se argumentó en la Memoria, el techo cónico del depósito DAD-1 será autosoportado, ya que su diámetro (9 m) es inferior al máximo recomendado para que tenga lugar el citado diseño, cuyo valor es de 12.195 m (obligatoriamente, 18.288 m).

Como consecuencia de la constancia del espesor del tanque en todos sus elementos, el espesor del techo cónico (t_{cono}) tendrá un valor de 9.5 mm, estimación aceptable teniendo en cuenta que el espesor de los techos cónicos autosoportados debe estar comprendido entre 4.8 mm (3/16 in) y 12.7 mm (1/2 in). Así, la idea es determinar el ángulo mínimo del cono (menor cantidad de material) que da lugar a un espesor requerido próximo e inferior a:

$$t_{\text{cono}}^{s \text{ C}} = t_{DA} - \left(\frac{C}{2} \right)^* \quad [AII.5.9] \Rightarrow t_{\text{cono}}^{s \text{ C}} = 9.5 \text{ mm} - \frac{2.5 \text{ mm}}{2} = 8.3 \text{ mm}$$

* Se considera un margen de corrosión inferior ya que el techo cónico no se encuentra en contacto con el líquido almacenado, el cual, adicionalmente, debido a la temperatura de almacenamiento, no genera vapores.

sin olvidar que los techos cónicos autoportados tendrán como máximo una pendiente de 9:12 (37°) y como mínimo de 2:12 (9.5°), con respecto a la horizontal. Si se despeja el ángulo de del techo cónico (θ_{cono}) de la expresión que determina el espesor del cono, y se sustituye en ella:

$$t_{cono}^{sC} = \frac{D_{carc cil}}{4800 \cdot \text{sen} \theta} \quad [AII.5.10]$$

↓

$$\theta_{cono} = \text{arc sen} \frac{D_{carc cil}}{4800 \cdot t_{cono}^{sC}} \quad [AII.5.11] \Rightarrow \theta_{cono} = \text{arc sen} \frac{9 m}{4800 \cdot 8.3 \cdot 10^{-3} m} = 13.1^\circ$$

Aumentando ligeramente el ángulo de inclinación con el fin de reducir el espesor requerido del cono, se llega a:

$$\theta_{cono} = 14^\circ \text{ (pendiente de 3:12)} \in (9.5^\circ, 37^\circ)$$

que da lugar a unas alturas interior y exterior del techo cónico de:

$$H_{i cono} = \frac{D_{DA}}{2} \cdot \text{tag}(\theta_{cono}) \quad [AII.5.12] \Rightarrow H_{i cono} = \frac{9 m}{2} \cdot \text{tag}(14^\circ) = 1.125 m$$

↓

$$H_{o cono} = H_{i cono} + t_{DA} \quad [AII.5.13] \Rightarrow H_{o cono} = 1.125 m + 9.5 \cdot 10^{-3} m = 1.135 m$$

5. Cálculo de la altura total del tanque de almacenamiento:

La altura definitiva del depósito de almacenamiento viene dada por la suma de las alturas de la carcasa cilíndrica y el techo cónico:

$$H_{DA} = H_{carc cil} + t_{DA} + H_{o cono} \quad [AII.5.14] \Rightarrow H_{DA} = 9 m + 9.5 \cdot 10^{-3} m + 1.135 m = 10.144 m$$

6. Cálculo del volumen total del tanque de almacenamiento:

El volumen definitivo del depósito de almacenamiento viene dado por la suma de los volúmenes de la carcasa cilíndrica y el techo cónico, a los cuales habrá que restarle el correspondiente a la pendiente de inclinación del 1 % presente en el fondo plano, cuya función es facilitar el drenaje del tanque:

$$V_{DA} = V_{carc cil} + V_{cono} - V_{1\%} \quad [AII.5.15]$$

Se determinarán, pues, los dos últimos términos:

Volumen del techo cónico

Extrapolando la fórmula del volumen de un cono al caso que ocupa:

$$V_{cono} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_{AD}}{2}\right)^2 \cdot H_{cono}}{3} \quad [AII.5.16] \Rightarrow V_{cono} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{9 \text{ m}}{2}\right)^2 \cdot 1.125 \text{ m}}{3} = 23.856 \text{ m}^3$$

Volumen del “cono de drenaje”

Teniendo en cuenta el diámetro del depósito y la pendiente del 1 % del cono de drenaje, se obtiene una altura de éste de:

$$H_{1\%} = \frac{1}{100} \cdot \frac{D_{AD}}{2} = \frac{1}{100} \cdot \frac{9 \text{ m}}{2} = 0.045 \text{ m}$$

la cual permite calcular el volumen que ocupa dicho cono y que, por tanto, descuenta del efectivo del depósito:

$$V_{1\%} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_{AD}}{2}\right)^2 \cdot H_{1\%}}{3} \quad [AII.5.17] \Rightarrow V_{1\%} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{9 \text{ m}}{2}\right)^2 \cdot 0.045 \text{ m}}{3} = 0.954 \text{ m}^3$$

Ahora sí, a través de la ecuación [AII.5.15], se está en disposición de determinar el volumen del recipiente DAD-1:

$$V_{DA} = 572.555 \text{ m}^3 + 23.856 \text{ m}^3 - 0.954 \text{ m}^3 = 595.457 \text{ m}^3$$

Así, finalmente, la fracción máxima de volumen ocupado en el tanque de almacenamiento será:

$$\frac{V_{\min DA}}{V_{DA}} = \frac{457.965 \text{ m}^3}{595.457 \text{ m}^3} = 0.769 < 0.9$$

5.2. Depósito de almacenamiento del destilado de la columna Splitter (DAD-4)

En este apartado se aplicarán de forma directa al tanque de almacenamiento DAD-4 los pasos básicos detallados en el apartado 5.1 referentes al dimensionamiento y el diseño mecánico de estos depósitos:

1.

El tanque de almacenamiento DAD-4 almacena, valga la redundancia, a presión atmosférica el destilado parafínico de la columna Splitter, procedente, en última instancia, del refrigerador ICW/D-4, siendo, por tanto, la temperatura (de salida del intercambiador), la composición y los caudales molares y másicos de dicha corriente los expuestos en la etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.1.2.5.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$D_{\text{másico}} = 164.60 \text{ Ton} / \text{día}$$

$$T_{DA} = 60.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\downarrow$$

$$[AII.5.1] \Rightarrow Q_{DA} = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{733.98 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 224.26 \text{ m}^3 / \text{día}$$

2.

$$t_{\text{almacenamiento}} = 14 \text{ días}$$

$$\downarrow [AII.5.2]$$

$$V_{\text{min } DA} = 14 \text{ días} \cdot 224.26 \text{ m}^3 / \text{día} = 3139.68 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la Memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este depósito de almacenamiento, al ser un recipiente con capacidad superior a 38 m^3 y, por consiguiente, a 1.8 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque vertical sustentado por una cimentación de hormigón. Según estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{DA} = \frac{V_{\min DA}}{0.9} = \frac{3139.68 \text{ m}^3}{0.9} = 3488.53 \text{ m}^3$$

✓ Éste será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3.

Dimensiones del depósito:

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \frac{H'_{\text{carc cil}}}{D'_{\text{carc cil}}} = 1 \\ \bullet V'_{\text{carc cil}} = V'_{DA} = H'_{\text{carc cil}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D'_{\text{carc cil}}}{2} \right)^2 = 3488.53 \text{ m}^3 \end{array} \right\} H'_{\text{carc cil}} = D'_{\text{carc cil}} = 16.438 \text{ m}$$

Si se tomase de la tabla AII.5.2 los valores de altura y diámetro inmediatamente superiores a los calculados, es decir, 18 m, se obtendría un volumen de, aproximadamente, 4598 m³, excesivamente alto para las pretensiones del sistema. Por ello, manteniendo el diámetro constante, se escogerá aquella altura que genere un volumen ligeramente superior al propuesto para la carcasa cilíndrica, 3488.53 m³. Según esta consideración, resulta:

$$H_{\text{carc cil}} = 14.4 \text{ m}$$

$$D_{\text{carc cil}} = 18 \text{ m}$$

$$V_{\text{carc cil}} = 3664.354 \text{ m}^3$$

Se puede comprobar, según la suposición realizada en la resolución del sistema de ecuaciones, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del depósito. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de que nos facilitase la determinación de las dimensiones del recipiente. Con la posterior inclusión del cabezal superior cónico (el inferior es plano), el diámetro del equipo permanecerá invariable, mientras que la altura y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

4.

Espesor del depósito de almacenamiento:

Para el cálculo del espesor requerido del recipiente de almacenamiento se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna. Cabe indicar que todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para el fondo plano y la carcasa cilíndrica (el techo cónico no se considera en esta “competencia” debido a que es soportado por una estructura; aún así, su espesor será coincidente con el común para todo el tanque):

✓ Recordar que todas las fórmulas y criterios empleados estarán de acuerdo con la norma API 650.

A) Diseño y cálculo de la carcasa cilíndrica:

El procedimiento de cálculo a seguir en la determinación del espesor de la carcasa cilíndrica será:

$$\text{"método de un pie"} \rightarrow D \leq 60.960 \text{ m}$$

Aún así, el espesor resultante en ningún caso será menor que el mayor de los siguientes valores:

✗ exigido por la norma API 650:

$$D_{\text{carc cil}} = 18 \text{ m} \in (15 \text{ m}, 36 \text{ m}) \xrightarrow{\text{Tabla AII.5.3}} t_{\text{min}} = 6 \text{ mm} + C = 6 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 8.5 \text{ mm}$$

✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\text{min}} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{\text{min}} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\text{min}} = 8.5 \text{ mm}$.

• Espesor por condiciones de diseño (t_d):

⇒ Altura de diseño del nivel del líquido (H_{liq}):

En condiciones normales de operación, dicha altura será:

$$[\text{AII.5.4}] \Rightarrow H_{\text{liq}} = \frac{3139.68 \text{ m}^3}{\pi \cdot \left(\frac{18 \text{ m}}{2}\right)^2} = 12.33 \text{ m}$$

Aún así, como medida de seguridad (prueba de presión y otros “acontecimientos”), se tomará como la altura total de la carcasa cilíndrica:

$$H_{liq} = 14.4 \text{ m}$$

⇒ Densidad relativa del fluido a almacenar (G):

$$[AII.5.5] \Rightarrow G = \frac{733.98 \text{ Kg/m}^3}{10^3 \text{ Kg/m}^3} = 0.734$$

$$[AII.5.3] \Rightarrow t_d = \frac{4900 \cdot 18 \text{ m} \cdot (14.4 \text{ m} - 0.3) \cdot 0.734}{137 \cdot 10^6 \text{ Pa}} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9.2 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9.2 \text{ mm}$$

• Espesor por prueba hidrostática (t_h):

$$[AII.5.6] \Rightarrow t_h = \frac{4900 \cdot 18 \text{ m} \cdot (14.4 \text{ m} - 0.3)}{154 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 8.1 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 8.1 \text{ mm}$$

Finalmente, según los valores de t_{\min} , t_d y t_h , resulta que el espesor de la carcasa ha de ser mayor o igual a:

$$t_{carc \text{ cil}}^C = 9.2 \text{ mm} (> t_h = 8.1 \text{ mm} > t_{\min} = 7.5 \text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{carc \text{ cil}} = 9.5 \text{ mm}$$

B) Diseño del fondo inferior plano:

El espesor requerido para el fondo plano del tanque de almacenamiento será el mayor de los siguientes dos valores:

✱ exigido por la norma API 650:

$$[AII.5.7] \Rightarrow S'_h = \frac{4900 \cdot 18 \text{ m} \cdot (14.4 \text{ m} - 0.3)}{9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 130.6 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 130.6 \text{ MPa}$$

Por consiguiente,

$$\left. \begin{array}{l} \bullet t_{carc \text{ cil}} = 9.5 \text{ mm} < 19 \text{ mm} \\ \bullet S'_h = 130.6 \text{ MPa} < 190 \text{ MPa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.5.4}} t_{\min} = 6 \text{ mm} + C = 6 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 8.5 \text{ mm}$$

✘ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} \text{ (mm)} = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Finalmente, según los valores obtenidos, resulta que el espesor del fondo ha de ser mayor o igual a:

$$t_{f \text{ plano}}^C = 8.5 \text{ mm} (> t_{\min} = 7.5 \text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{f \text{ plano}} = 9.5 \text{ mm}$$

Una vez calculados los espesores comerciales requeridos de la carcasa cilíndrica y del fondo inferior, se considerará como espesor del tanque de almacenamiento el mayor de éstos:

$$t_{DA} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente el diámetro exterior del recipiente de almacenamiento DAD-4:

$$[AII.5.8] \Rightarrow D_{o \text{ DA}} = 18 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 18.019 \text{ m}$$

C) Diseño del techo cónico:

Tal y como se argumentó en la Memoria, el techo cónico del depósito DAD-4 será soportado, ya que su diámetro (18 m) es superior al máximo recomendado para que tenga lugar un diseño autosoportado, cuyo valor es de 12.195 m. Por normativa, este diámetro máximo es de 18.288 m, por lo que hubiese cabido la posibilidad de disponer un techo cónico autosoportado; no obstante, el ángulo necesario de éste, para que su espesor requerido fuese inferior a 9.5 mm, sería de 27 ° (sustitución de $D_{\text{carc cil}} = 18 \text{ m}$ y $t_{\text{cono}}^s = 8.3 \text{ mm}$ en [AII.5.11]), lo cual supondría un volumen desaprovechado (aproximadamente, 390 m³) y una cantidad de material necesaria excesivamente elevados.

Según la norma API 650, la pendiente de un techo o cónico autosoportado debe ser de 1:16 o mayor si el usuario lo especifica. Así:

$$\theta_{cono} = \text{arc tag} \left(\frac{1}{16} \right) = 3.6^\circ$$

que da lugar a unas alturas interior y exterior del techo cónico de:

$$[AII.5.12] \Rightarrow H_{i\ cono} = \frac{18\ m}{2} \cdot \text{tag} (3.6^\circ) = 0.563\ m$$

↓

$$[AII.5.13] \Rightarrow H_{o\ cono} = 0.563\ m + 9.5 \cdot 10^{-3}\ m = 0.573\ m$$

En relación al diseño y cálculo de la estructura de “aguante”, no se profundizará en ellos. Únicamente, comentar que éstos involucrarían los esfuerzos de flexión y corte producidos por una carga uniformemente repartida ocasionada por el peso de las placas del techo y de ciertos elementos de dicha estructura (trabes y largueros).

5. Cálculo de la altura total del tanque de almacenamiento:

$$[AII.5.14] \Rightarrow H_{DA} = 14.4\ m + 9.5 \cdot 10^{-3}\ m + 0.573\ m = 14.982\ m$$

6. Cálculo del volumen total del tanque de almacenamiento:

Volumen del techo cónico

$$[AII.5.16] \Rightarrow V_{cono} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{18\ m}{2} \right)^2 \cdot 0.563\ m}{3} = 47.713\ m^3$$

Volumen del “cono de drenaje”

$$H_{1\%} = \frac{1}{100} \cdot \frac{D_{AD}}{2} = \frac{1}{100} \cdot \frac{18\ m}{2} = 0.09\ m$$

↓ [AII.5.17]

$$V_{1\%} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{18\ m}{2} \right)^2 \cdot 0.09\ m}{3} = 7.634\ m^3$$

Ahora sí, a través de la ecuación [AII.5.15], se está en disposición de determinar el volumen del recipiente DAD-4:

$$V_{DA} = 3664.354 \text{ m}^3 + 47.713 \text{ m}^3 - 7.634 \text{ m}^3 = 3704.433 \text{ m}^3$$

Así, finalmente, la fracción máxima de volumen ocupado en el tanque de almacenamiento será:

$$\frac{V_{\min DA}}{V_{DA}} = \frac{3139.68 \text{ m}^3}{3704.433 \text{ m}^3} = 0.848 < 0.9$$

5.3. Depósito de almacenamiento del residuo de la columna Splitter (DARD-4)

En este apartado se aplicarán de forma directa al tanque de almacenamiento DARD-4 los pasos básicos detallados en el apartado 5.1 referentes al dimensionamiento y el diseño mecánico de estos depósitos:

1.

El tanque de almacenamiento DARD-4 almacena a presión atmosférica el residuo parafínico de la columna Splitter, procedente, en última instancia, del refrigerador ICW/RD-4, siendo, por tanto, la temperatura (de salida del intercambiador), la composición y los caudales molares y másicos de dicha corriente los expuestos en la etapa 2 del dimensionamiento de tal equipo (apartado 3.1.2.6.1). De todos ellos, cabe resaltar para su posterior aplicación en este apartado:

$$\begin{array}{l}
 W_{\text{másico}} = 45.75 \text{ Ton} / \text{día} \\
 T_{DA} = 60.0 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 \downarrow \\
 Q_{DA} = \frac{W_{\text{másico}}}{\rho_{DA}} \Rightarrow Q_{DA} = \frac{45.75 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{741.04 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 61.74 \text{ m}^3 / \text{día}
 \end{array}$$

2.

$$\begin{array}{l}
 t_{\text{almacenamiento}} = 14 \text{ días} \\
 \downarrow [\text{AII.5.2}] \\
 V_{\text{min } DA} = 14 \text{ días} \cdot 61.74 \text{ m}^3 / \text{día} = 864.318 \text{ m}^3
 \end{array}$$

Teniendo en cuenta las reglas heurísticas expuestas en la Memoria referentes a las características y el dimensionamiento de recipientes (Baasel, 1990), este depósito de almacenamiento, al ser un recipiente con capacidad superior a 38 m^3 y, por consiguiente, a 1.8 m^3 , nunca se llenará por encima del 90 % y consistirá en un tanque vertical sustentado por una cimentación de hormigón. Según estas consideraciones, para el caso límite de un volumen de llenado del 90 % de la capacidad total, se tiene:

$$V'_{DA} = \frac{V_{\text{min } DA}}{0.9} = \frac{864.318 \text{ m}^3}{0.9} = 960.353 \text{ m}^3$$

✓ Éste será un volumen de partida; el volumen final será ligeramente superior.

3.

Dimensiones del depósito:

$$\left. \begin{aligned} \bullet \frac{H'_{carc cil}}{D'_{carc cil}} &= 1 \\ \bullet V'_{carc cil} = V'_{DA} &= H'_{carc cil} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D'_{carc cil}}{2} \right)^2 = 960.353 \text{ m}^3 \end{aligned} \right\} H'_{carc cil} = D'_{carc cil} = 10.693 \text{ m}$$

Si se tomasen de la tabla AII.5.2 los valores de altura y diámetro inmediatamente superiores a los calculados, es decir, 10.8 m y 12 m, respectivamente, se obtendría un volumen de, aproximadamente, 1221 m³; sin embargo, si se mantiene el diámetro constante y se escoge una altura inferior, es posible obtener un volumen superior pero más próximo al propuesto para la carcasa cilíndrica, 960.353 m³. Según esta consideración, resulta:

$$H_{carc cil} = 9 \text{ m}$$

$$D_{carc cil} = 12 \text{ m}$$

$$V_{carc cil} = 1017.876 \text{ m}^3$$

Se puede comprobar, según la suposición realizada en la resolución del sistema de ecuaciones, que se ha considerado un tanque de cabezales planos, ya que se han hecho coincidentes el volumen de la carcasa cilíndrica y el volumen total del depósito. No obstante, ésta ha sido una simplificación con el fin de facilitar la determinación de las dimensiones del recipiente. Con la posterior inclusión del cabezal superior cónico (el inferior es plano), el diámetro del equipo permanecerá invariable, mientras que la altura y, consecuentemente, el volumen del mismo se modificarán parcialmente.

4.

Espesor del depósito de almacenamiento:

Para el cálculo del espesor requerido del recipiente de almacenamiento se han considerado como controlantes los esfuerzos inducidos por la carga de presión interna.

Cabe indicar que todo el tanque presentará un espesor constante, siendo éste el mayor de los requeridos para el fondo plano y la carcasa cilíndrica, de manera que se seleccionarán aquellas características mecánicas y técnicas del techo cónico que hagan factible el espesor resultante:

✓ Recordar que todas las fórmulas y criterios empleados estarán de acuerdo con la norma API 650.

A) Diseño y cálculo de la carcasa cilíndrica:

El procedimiento de cálculo a seguir en la determinación del espesor de la carcasa cilíndrica será:

$$\text{"método de un pie"} \rightarrow D \leq 60.960 \text{ m}$$

Aún así, el espesor resultante en ningún caso será menor que el mayor de los siguientes valores:

✗ exigido por la norma API 650:

$$D_{\text{carc cil}} = 12 \text{ m} < 15 \text{ m} \xrightarrow{\text{Tabla AII.5.3}} t_{\text{min}} = 5 \text{ mm} + C = 5 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\text{min}} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{\text{min}} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Por consiguiente, $t_{\text{min}} = 7.5 \text{ mm}$.

• Espesor por condiciones de diseño (t_d):

⇒ Altura de diseño del nivel del líquido (H_{liq}):

En condiciones normales de operación, dicha altura será:

$$[\text{AII.5.4}] \Rightarrow H_{\text{liq}} = \frac{864.318 \text{ m}^3}{\pi \cdot \left(\frac{12 \text{ m}}{2}\right)^2} = 7.64 \text{ m}$$

Aún así, como medida de seguridad (prueba de presión y otros “acontecimientos”), se tomará como la altura total de la carcasa cilíndrica:

$$H_{liq} = 9 \text{ m}$$

⇒ Densidad relativa del fluido a almacenar (G):

$$[AII.5.5] \Rightarrow G = \frac{741.04 \text{ Kg/m}^3}{10^3 \text{ Kg/m}^3} = 0.741$$

$$[AII.5.3] \Rightarrow t_d = \frac{4900 \cdot 12 \text{ m} \cdot (9 \text{ m} - 0.3) \cdot 0.741}{137 \cdot 10^6 \text{ Pa}} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5.3 \text{ mm}$$

• Espesor por prueba hidrostática (t_h):

$$[AII.5.6] \Rightarrow t_h = \frac{4900 \cdot 12 \text{ m} \cdot (9 \text{ m} - 0.3)}{154 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 3.32 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 3.32 \text{ mm}$$

Finalmente, según los valores de t_{\min} , t_d y t_h , resulta que el espesor de la carcasa ha de ser mayor o igual a:

$$t_{carc cil}^C = 7.5 \text{ mm} (> t_d = 5.3 \text{ mm} > t_h = 3.3 \text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{carc cil} = 7.9 \text{ mm}$$

B) Diseño del fondo inferior plano:

El espesor requerido para el fondo plano del tanque de almacenamiento será el mayor de los siguientes dos valores:

✗ exigido por la norma API 650:

$$[AII.5.7] \Rightarrow S'_h = \frac{4900 \cdot 12 \text{ m} \cdot (9 \text{ m} - 0.3)}{7.9 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 64.45 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 64.45 \text{ MPa}$$

Por consiguiente,

$$\left. \begin{array}{l} \bullet t_{carc cil} = 7.9 \text{ mm} < 19 \text{ mm} \\ \bullet S'_h = 64.45 \text{ MPa} < 190 \text{ MPa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.5.4}} t_{\min} = 6 \text{ mm} + C = 6 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 8.5 \text{ mm}$$

✗ según la fórmula (para aceros al carbono):

$$t_{\min} (\text{mm}) = 5 + C \Rightarrow t_{\min} = 5 + 2.5 \text{ mm} = 7.5 \text{ mm}$$

Finalmente, según los valores obtenidos, resulta que el espesor del fondo ha de ser mayor o igual a:

$$t_{f \text{ plano}}^C = 8.5 \text{ mm} (> t_{\text{mín}} = 7.5 \text{ mm})$$

al cual le corresponde un espesor comercial de (tabla AII.2.26):

$$t_{f \text{ plano}} = 9.5 \text{ mm}$$

Una vez calculados los espesores comerciales requeridos de la carcasa cilíndrica y del fondo inferior, se considerará como espesor del tanque de almacenamiento el mayor de éstos:

$$t_{DA} = 9.5 \text{ mm}$$

Conocido este espesor, es posible determinar fácilmente el diámetro exterior del recipiente de almacenamiento DARD-4:

$$[AII.5.8] \Rightarrow D_{o \text{ DA}} = 12 \text{ m} + 2 \cdot 9.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 12.019 \text{ m}$$

C) Diseño del techo cónico:

$$D_{\text{no mín al DA}} = 12 \text{ m} < 12.195 \text{ m} \rightarrow \text{techo cónico autosoportado}$$

Como consecuencia de la constancia del espesor del tanque en todos sus elementos, el espesor del techo cónico tendrá un valor de 9.5 m, estimación aceptable teniendo en cuenta que el espesor de los techos cónicos autosoportados debe estar comprendido entre 4.8 mm (3/16 in) y 12.7 mm (1/2 in). Así, la idea es determinar el ángulo mínimo del cono (menor cantidad de material) que da lugar a un espesor requerido próximo e inferior a:

$$[AII.5.9] \Rightarrow t_{\text{cono}}^s = 9.5 \text{ mm} - \frac{2.5 \text{ mm}}{2} = 8.3 \text{ mm}$$

* Se considerará un margen de corrosión inferior ya que el techo cónico no se encuentra en contacto con el líquido almacenado, el cual, adicionalmente, debido a la temperatura de almacenamiento, no genera vapores.

$$\downarrow [AII.5.11]$$

$$\theta_{\text{cono}} = \text{arc sen} \frac{12 \text{ m}}{4800 \cdot 8.3 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 17.6^\circ$$

Aumentando ligeramente el ángulo de inclinación con el fin de reducir el espesor requerido del cono, se llega a:

$$\theta_{cono} = 18.5^\circ \text{ (pendiente de 1:3)} \in (9.5^\circ, 37^\circ)$$

que da lugar a unas alturas interior y exterior del techo cónico de:

$$[AII.5.12] \Rightarrow H_{i\ cono} = \frac{12\ m}{2} \cdot \text{tag}(18.5^\circ) = 2.000\ m$$

↓

$$[AII.5.13] \Rightarrow H_{o\ cono} = 2.000\ m + 9.5 \cdot 10^{-3}\ m = 2.010\ m$$

5. Cálculo de la altura total del tanque de almacenamiento:

$$[AII.5.14] \Rightarrow H_{DA} = 9\ m + 9.5 \cdot 10^{-3}\ m + 2.010\ m = 11.019\ m$$

6. Cálculo del volumen total del tanque de almacenamiento:

Volumen del techo cónico

$$[AII.5.16] \Rightarrow V_{cono} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{12\ m}{2}\right)^2 \cdot 2\ m}{3} = 75.398\ m^3$$

Volumen del “cono de drenaje”

$$H_{1\%} = \frac{1}{100} \cdot \frac{D_{AD}}{2} = \frac{1}{100} \cdot \frac{12\ m}{2} = 0.06\ m$$

↓ [AII.5.17]

$$V_{1\%} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{12\ m}{2}\right)^2 \cdot 0.06\ m}{3} = 2.262\ m^3$$

Ahora sí, a través de la ecuación [AII.5.15], se está en disposición de determinar el volumen del recipiente DARD-4:

$$V_{DA} = 1017.876\ m^3 + 75.398\ m^3 - 2.262\ m^3 = 1091.012\ m^3$$

Así, finalmente, la fracción máxima de volumen ocupado en el tanque de almacenamiento será:

$$\frac{V_{\min\ DA}}{V_{DA}} = \frac{864.318\ m^3}{1091.012\ m^3} = 0.792 < 0.9$$

5.4. Sistemas de protección contra incendios

En este apartado se presentarán los cálculos relacionados con los equipos, instalaciones o sistemas de protección contra incendios. Fundamentalmente, estos cálculos estarán enfocados al dimensionamiento del cubeto de retención (y distancias entre recipientes) y determinación del caudal de agua de protección requerido.

5.4.1. Distancia entre tanques de almacenamiento. Dimensionamiento del cubeto de retención

Como se adelantó en la Memoria, los tres depósitos de almacenamiento se encontrarán en un único cubeto de retención; se justificará esta decisión. Reglamentariamente, la agrupación citada es posible siempre que se den simultáneamente las dos condiciones siguientes:

- a) La capacidad de almacenamiento del cubeto no puede ser superior a 200000 m³ (se comprobará con posterioridad que esto es así).
- b) Únicamente se pueden incluir en un mismo cubeto los tanques que contengan productos de las clases B, C y D, siempre y cuando las distancias entre las paredes de los mismos estén de acuerdo con la reglamentación.

Se centrará la atención en el punto b). En relación a las clases de los productos almacenados, en la Memoria se justificaron las siguientes relaciones:

- Tanque DAD-1 \Rightarrow producto de clase B (subclase B).
- Tanque DAD-4 \Rightarrow producto de clase D.
- Tanque DARD-4 \Rightarrow producto de clase D.

Por consiguiente, al no almacenar productos de la clase A, se cumple la primera de las premisas del punto b). Con respecto a la segunda de éstas, considerando la ITC MIE-APQ 1 “Almacenamiento de líquidos inflamables y combustibles” (más explícita que la ITC MI-IP02 “Parques de almacenamiento de líquidos petrolíferos”), la distancia mínima entre las paredes de los recipientes será la mayor obtenida del cuadro inferior con la reducción aplicable del cuadro posterior a éste (en ningún caso estas distancias serán inferiores a las mínimas señaladas en el primer cuadro):

Clase de producto	Tipos de recipiente sobre los que se aplica la distancia	Distancia mínima (D = Dimensión según notas 1 y 6)	Observaciones
A/A1	Entre recipientes de subclase A1. A recipientes para productos de las clases A2, B, C ó D.	1/2 de la suma de los diámetros de los recipientes. D (mínimo: 15 metros).	Nota 2. Nota 2.
A/A2	Entre recipientes a presión para productos de la subclase A2. A recipientes para productos de las clases B, C ó D.	1/4 de la suma de los diámetros de los recipientes con un mínimo de 2 metros. D (mínimo: 15 metros).	Nota 2. Nota 2.
B	A recipientes para productos de las clases B, C ó D.	0,5 D (mínimo: 1,5 metros). El valor puede reducirse a 25 metros si es superior.	Nota 5.
C	A recipientes para productos de las clases C ó D.	0,3 D (mínimo: 1,5 metros). El valor puede reducirse a 17 metros si es superior.	Nota 5.
D	A recipientes para productos de clase D.	0,25 D (mínimo: 1,5 metros).	Notas 3, 4 y 5.
Líquidos inestables	A recipientes para productos de cualquier clase.	D (mínimos: Los indicados arriba según su clasificación A1, A2, B, C ó D).	—

Nota 1. D será igual al diámetro del recipiente, salvo que su generatriz sea superior a 1,75 veces el diámetro, en cuyo caso se tomará como D la semisuma de generatriz y diámetro.
El valor de D a considerar será el que, una vez aplicadas las distancias del cuadro II-5, de lugar a la distancia mayor.
Nota 2. Cuando la capacidad total de almacenamiento sea inferior a 100 m³ se considerarán las distancias fijadas en el Capítulo VIII «Características específicas para almacenamiento de productos de la clase A», en los demás casos se aplicará el presente cuadro.
Nota 3. Si el almacenamiento de estos productos se efectúa a temperaturas superiores a su punto de inflamación, las distancias entre los recipientes se mantendrán de acuerdo con lo preceptuado para los productos de la clase B.
Nota 4. Si el almacenamiento de estos productos coexiste con el de las clases B o C, dentro de un mismo cubeto, la distancia mínima será de 0,3 D (mínimo: 1,5 metros).
Nota 5. El límite de distancia mínima podrá reducirse a un metro para productos de las clases B, C o D, cuando la capacidad de los tanques sea inferior a 50 m³.
Nota 6. Si los recipientes son cilíndricos horizontales y dispuestos paralelamente (batería) la distancia mínima de separación entre las generatrices de los mismos se basará en el diámetro exclusivamente.
En caso de disposición en línea se considerará la nota 1 para aplicar la tabla.

TABLA AII.5.5: Distancia entre paredes de recipientes

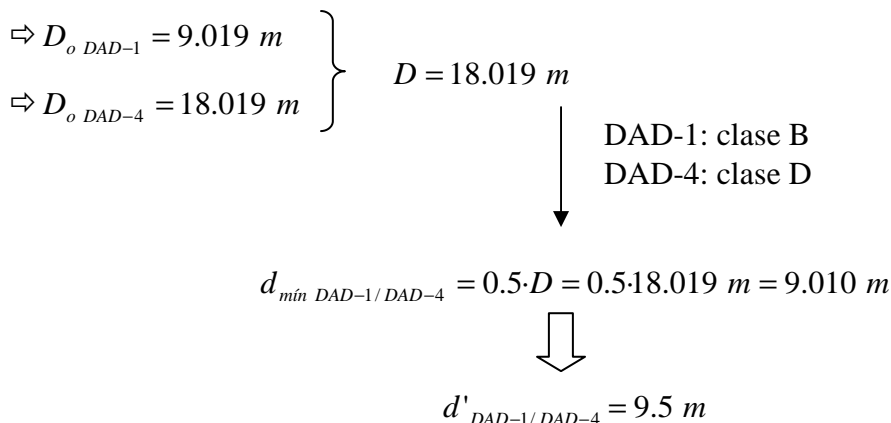
Medidas o sistemas de protección adoptados		Coeficiente de reducción
Nivel	Cantidad	
0	—	No hay reducción
1	Una	0,90
1	Dos o más	0,80
2	Una	0,80
2	Dos	0,70
2	Más de dos	0,65

Nota: Solamente se puede aplicar una, y por una sola vez, de entre las reducciones que figuran en el cuadro II-6.

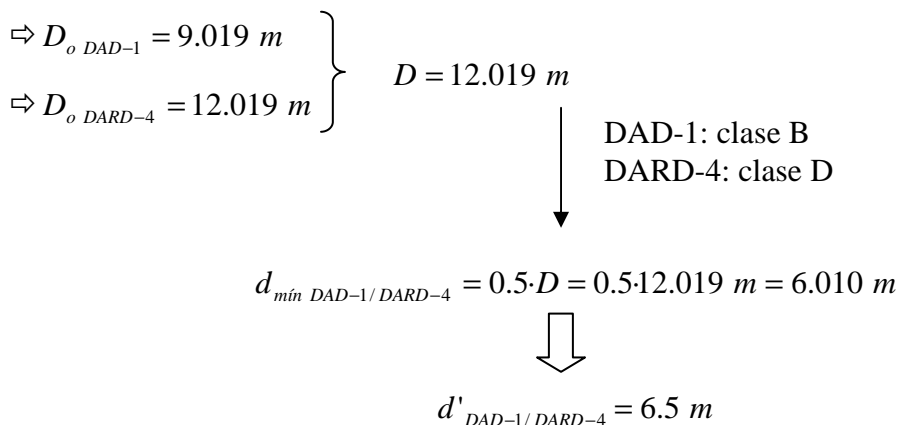
TABLA AII.5.6: Reducciones de las distancias entre recipientes por protecciones adicionales a las obligatorias

Según la nota 1 del primer cuadro (en todos los casos, la generatriz es 1 o inferior), el valor de D a considerar será el que, una vez aplicadas las distancias correspondientes, dé lugar a la distancia mayor, o lo que es lo mismo, el mayor de los diámetros de los tanques cuya distancia se está calculando. Por otro lado, comentar que los depósitos de almacenamiento proyectados, al disponer únicamente de las protecciones obligatorias, se encuadran en el nivel 0 y, por consiguiente, no se ven afectados por los coeficientes de reducción del segundo cuadro:

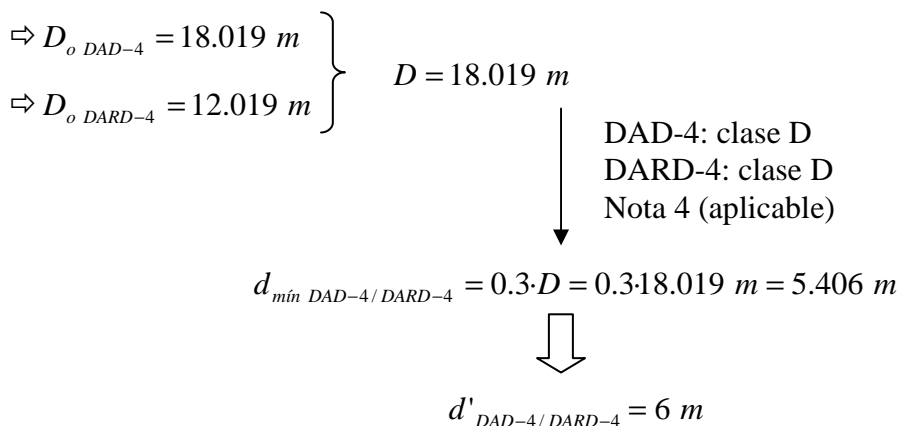
Distancia DAD-1/DAD-4 ($d_{DAD-1/DAD-4}$)



Distancia DAD-1/DARD-4 ($d_{DAD-1/DARD-4}$)



Distancia DAD-4/DARD-4 ($d_{DAD-4/DARD-4}$)



Los recipientes estarán dispuestos en una fila, de manera que el depósito DARD-4 (menos restrictivo) se situará en el centro, con el fin de cumplir las distancias reglamentarias optimizando el espacio. Entonces, la distancia entre este tanque y los dos restantes permanecerá invariable en relación a las calculadas previamente, modificándose, como consecuencia de la disposición comentada, la existente entre DAD-1 y DAD-4:

$$d_{DAD-1/DARD-4} = 6.5 \text{ m}$$

$$d_{DAD-4/DARD-4} = 6 \text{ m}$$

$$d_{DAD-1/DAD-4} = d_{DAD-1/DARD-4} + d_{DAD-4/DARD-4} + D_{o \text{ DARD-4}} = 6.5 \text{ m} + 6 \text{ m} + 12.019 \text{ m} = 24.519 \text{ m}$$

Ya que se aplicarán estas distancias entre los recipientes de almacenamiento, se verificará, por tanto, el cumplimiento de la condición b). Para confirmar la condición a), deberá calcularse el volumen del cubeto de retención. Cuando varios tanques se agrupan en un mismo cubeto, que es el caso que ocupa, la capacidad de éste será, al menos, igual al mayor de los dos valores siguientes:

- 100 % de la capacidad del tanque mayor:

$$V'_{\text{mín cub}} = V_{DAD-4} = 3704.433 \text{ m}^3$$

- 30 % de la capacidad global de los tanques contenidos en el cubeto:

$$V'_{\text{mín cub}} = 0.3 \cdot (V_{DAD-1} + V_{DAD-4} + V_{DARD-4})$$

↓

$$V'_{\text{mín cub}} = 0.3 \cdot (595.457 + 3704.433 \text{ m}^3 + 1091.012 \text{ m}^3) = 1617.271 \text{ m}^3$$

$$V'_{\text{mín cub}} = 3704.433 \text{ m}^3$$

A partir de este volumen y de las dos siguientes consideraciones, se determinarán las dimensiones y el volumen definitivos del cubeto de retención:

- la distancia en proyección horizontal entre la pared del recipiente y el borde interior inferior del cubeto (coincidente con el interior superior) será, como mínimo, de 4 m ($d_{\min \text{ cub}/DA}$).
- las paredes del cubeto deben tener una altura máxima de 1.8 m ($H_{\max \text{ cub}}$), con respecto al nivel interior, para lograr una buena ventilación.

Las fórmulas que se emplearán para tal estimación se muestran a continuación:

Longitud del cubeto (L_{cub})

$$L_{\text{cub}} = d_{\text{cub}/DAD-1}^L + D_{o \text{ DAD-1}} + d_{DAD-1/DAD-4} + D_{o \text{ DAD-4}} + d_{DAD-4/DAD-4} + D_{o \text{ DAD-4}} + d_{DAD-4/\text{cub}}^L \quad [\text{AII.5.18}]$$

siendo $d_{\text{cub}/DAD-1}^L$ y $d_{DAD-4/\text{cub}}^L$ las distancias, medidas a lo largo de la longitud del cubeto, entre los depósitos DAD-1 y DAD-4 y las paredes del cubeto más próximas a éstos, respectivamente.

Anchura del cubeto (Anc_{cub})

$$Anc_{\text{cub}} = 2 \cdot d_{\text{cub}/DAD-4}^{Anc} + D_{o \text{ DAD-4}} \quad [\text{AII.5.19}]$$

siendo $d_{\text{cub}/DAD-4}^{Anc}$ la distancia, medida a lo largo del ancho del cubeto, entre el depósito DAD-4 y las paredes del cubeto.

Volumen del cubeto (V_{cub})

$$V_{\text{cub}} = H_{\text{cub}} \cdot A_{\text{cub}} = H_{\text{cub}} \cdot L_{\text{cub}} \cdot Anc_{\text{cub}} \quad [\text{AII.5.20}]$$

En el dimensionamiento del cubeto, se considerará, en todo momento, $d_{\text{cub}/DAD-1}^L = d_{DAD-4/\text{cub}}^L = d_{\text{cub}/DAD-4}^{Anc} = d_{\text{cub}/DA}$ (aunque cuando, finalmente, se sobredimensione, éstas será ligeramente distintas entre sí). En primer lugar, se comprobará si la altura necesaria para alcanzar un volumen del cubeto $V_{\text{cub}} = V_{\min \text{ cub}} = 3704.433 \text{ m}^3$ suponiendo una distancia $d_{\text{cub}/DA} = d_{\min \text{ cub}/DA} = 4 \text{ m}$ es inferior a la máxima permitida, $H_{\max \text{ cub}} = 1.8 \text{ m}$. Sustituyendo en las fórmulas [AII.5.18] y [AII.5.19],

$$L_{cub} = 4 m + 9.019 m + 6.5 m + 12.019 m + 6 m + 18.019 m + 4 m = 59.557 m$$

$$Anc_{cub} = 2 \cdot 4 m + 18.019 m = 26.019 m$$

y despejando H_{cub} de la expresión [AII.5.20]:

$$H_{cub} = \frac{V_{cub}}{L_{cub} \cdot Anc_{cub}} = \frac{3704.433 m^3}{59.557 m \cdot 26.019 m} = 2.391 m > H_{m\acute{a}x cub} = 1.8 m$$

Según los resultados, se concluye que se ha de tomar un valor de $d_{cub/DA}$ sensiblemente superior a $d_{m\acute{i}n cub/DA} = 4 m$, de forma que resulte una altura inferior a $H_{m\acute{a}x cub}$. Para ello, como criterio de resolución, se propondrá una altura del cubeto un 10 % menor de la máxima permitida, esto es:

$$H_{cub} = 0.9 \cdot H_{m\acute{a}x cub} = 0.9 \cdot 1.8 m = 1.62 m$$

Si se expresan la longitud y la anchura del cubeto como una función de la distancia $d_{cub/DA}$, resulta:

$$L_{cub} = 51.557 m + 2 \cdot d_{cub/DA} \quad (*)$$

$$Anc_{cub} = 18.019 m + 2 \cdot d_{cub/DA} \quad (**)$$

y sustituyendo en la ecuación [AII.5.20]:

$$3704.433 m^3 = 1.62 m \cdot (51.557 m + 2 \cdot d_{cub/DA}) \cdot (18.019 m + 2 \cdot d_{cub/DA})$$

↓

$$(51.557 m + 2 \cdot d_{cub/DA}) \cdot (18.019 m + 2 \cdot d_{cub/DA}) = 2286.687 m^2$$

↓

$$d_{cub/DA} = 7.939 m$$

Si se reemplaza este dato en los resultados (*) y (**) y se sobredimensionan la longitud y anchura resultantes con el fin de generar un volumen superior al máximo requerido:

$$L_{cub} = 51.557 m + 2 \cdot 7.939 m = 67.435 m \rightarrow L_{cub} = 68 m$$

$$Anc_{cub} = 18.019 m + 2 \cdot 7.939 m = 33.897 m \rightarrow Anc = 34.5 m$$

↓ [AII.5.20]

$$V_{cub} = 1.62 m \cdot 68 m \cdot 34.5 m = 3800.52 m^3 \left(\ll 200000 m^3, \text{ condición a) } \right)$$

Simultáneamente, como consecuencia de este “redimensionamiento”, las distancias entre las paredes y los recipientes más próximos a ellas se ven ligeramente modificadas. Según las dimensiones definitivas anteriores, se obtiene del resultado (*):

$$d_{cub/DA} = d_{cub/DA}^L = 8.221 \text{ m}$$

y del resultado (**):

$$d_{cub/DA} = d_{cub/DA}^{Anc} = 8.240 \text{ m}$$

Finalmente, comentar que el volumen total del cubeto de retención será levemente superior a 3800.52 m^3 , ya que el fondo del mismo tendrá una pendiente del 1 % que facilite el drenaje de los productos derramados.

5.4.2. Caudal y volumen de agua necesarios en caso de incendio

Únicamente requerirá sistema de protección con agua el tanque DAD-1, hecho argumentado en la memoria. Así, la instalación estará dotada de un sistema de bombeo capaz de impulsar el caudal resultante de aplicar la siguiente tabla a la zona donde se sitúa dicho depósito (ITC MIE-APQ 1, ITC MI-IP02):

Tipo de tanque supuestamente incendiado	Tanque a enfriar	Caudal de agua a prever	
		Para enfriamiento de tanques	Para espuma
Hidrocarburos líquidos (clases B y C).	<p>a) El tanque incendiado.</p> <p>b) Los tanques adyacentes situados total o parcialmente a menos de 1,5 R del supuesto incendiado, medidos desde sus paredes, con un mínimo de 15 m.</p>	<p>15 litros/minuto por metro de circunferencia.</p> <p>Caudales sobre 1/4 de la superficie lateral en litros/metro cuadrado/minuto.</p> <p>Techo fijo: Punto de inf. < 21 °C 5 litros/metro cuadrado/minuto.</p> <p>Punto de inf. ≥ 21 °C 3 litros/metro cuadrado/minuto.</p> <p>Techo flotante: < 7.500 metros cúbicos, 3 litros/metro cuadrado/minuto.</p> <p>≥ 7.500 metros cúbicos, 2 litros/metro cuadrado/minuto.</p>	Máximo caudal de agua necesaria para producir espuma, según artículo 41.2.

TABLA AII.5.7: Evaluación del caudal de agua necesario en caso de incendio de tanques de eje vertical

Ya que el tanque incendiado almacena un producto de clase B y, en caso de incendio, éste será el tanque que se desee enfriar, el caudal de agua a prever será de 15 litros/minuto por metro de circunferencia, por lo que el caudal total vendrá dado por:

$$L_{circ\ DAD-1} = \pi \cdot D_o\ DAD-1 = \pi \cdot 9.019\ m = 28.334\ m$$

↓

$$Q_{DAD-1}^{Agua} = 15\ L/\min \cdot m \cdot L_{circ\ DAD-1} = 15\ L/\min \cdot m \cdot 28.334\ m = 425.01\ L/\min = 25.00\ m^3/h$$

No obstante, para los almacenamientos de superficie con capacidad superior a 500 m³ para líquidos de la clase B, el mínimo caudal será de 100 m³/h. Entonces,

$$V_{DAD-1} = 595.457\ m^3 > 500\ m^3 \rightarrow Q_{DAD-1}^{Agua} = 100\ m^3/h$$

Para capacidades de almacenamiento superiores a 500 m³ para líquidos de la clase B, deberá disponerse de un volumen de agua suficiente que permita aplicar el caudal antes determinado durante un tiempo mínimo de tres horas. Así,

$$V_{min\ Agua} = Q_{DAD-1}^{Agua} \cdot t_{aplicación} = 100\ m^3/h \cdot 3\ h = 300\ m^3$$

6. SISTEMAS DE TUBERÍAS Y BOMBEO

Como consecuencia de la interrelación existente entre los sistemas de tuberías y de bombeo, los efectos, estimaciones o suposiciones en el primero de los sistemas afectan directamente al segundo y viceversa; por ello, se ha decidido tratar en un mismo apartado los cálculos referentes a ambos sistemas.

En primer lugar, antes de mostrar las determinaciones realizadas y los resultados obtenidos, se referenciarán una serie de definiciones aclaratorias y se expondrá el procedimiento de cálculo llevado a cabo:

Definiciones

- *Tramo de conducción (Tr_{x-y}):* un tramo de conducción “x-y” es el conjunto de tuberías que conecta un punto “x” con otro “y”, donde “x” e “y” pueden ser, en la planta proyectada: un equipo (una columna de destilación, un equipo de transmisión de calor, un acumulador de reflujo, un depósito de almacenamiento o una bomba) o un elemento (una Te o una reducción). Cabe destacar que el fluido circulante presenta un caudal, una composición y una temperatura constantes a lo largo de todo su recorrido por el tramo de conducción, cuyas tuberías, por tanto, se caracterizan por un diámetro y espesor nominales también uniformes.
- *Línea de bombeo ($Ln_z^{\alpha-\beta}$):* es el conjunto de tramos de conducción que comunica el equipo “ α ” del que se aspira el fluido con el equipo “ β ” destinatario del fluido impulsado por la bomba “z”. “ α ” será coincidente con el equipo “x” del primer tramo de conducción que constituya la línea de bombeo y “ β ” lo será con el equipo “y” del último tramo de la misma. Únicamente, se puede confirmar la constancia de la composición del fluido circulante a través de la línea de bombeo; no obstante, de manera general, el caudal másico también cumple esta condición. Por otro lado, comentar que, dentro de una misma línea, se distinguirá entre línea de aspiración (desde “ α ” hasta “z”), $Ln^{asp \alpha-z}$ y línea de impulsión (desde “z” hasta “ β ”), $Ln^{imp z-\beta}$.

Procedimiento de cálculo

Si se considera la línea de bombeo $Ln_z^{\alpha-\beta}$, primeramente se dimensionará hidráulica y mecánicamente cada uno de los tramos de conducción Tr_{x-y} que la constituye (etapas 1-4). Tal dimensionamiento consistirá en la determinación del diámetro y del espesor (Schedule) de las tuberías, así como del espesor del material aislante que las recubre. Posteriormente, se estimará la pérdida de carga en el tramo Tr_{x-y} estudiado (etapas 5-6). Y, por último, una vez aplicados los cálculos a cada tramo Tr_{x-y} de la línea $Ln_z^{\alpha-\beta}$, se centrará la atención en el sistema de bombeo y otros aspectos de dicha línea (etapa 7). Los pasos a seguir se detallan a continuación:

1. Inicialmente, se hará una estimación del diámetro interior de las tuberías correspondientes al tramo Tr_{x-y} en consideración. Para ello, se considerarán los siguientes intervalos representativos de velocidad en tuberías (McCabe y col., 1994):

Fluido	Tipo de flujo	Velocidad	
		pies/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0,5-1	0,15-0,30
	Entrada de bomba	1-3	0,3-0,9
	Salida de bomba	4-10	1,2-3
	Línea de conducción	4-8	1,2-2,4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0,2-0,5	0,06-0,15
	Salida de bomba	0,5-2	0,15-0,6
Vapor de agua		30-50	9-15
Aire o gas		30-100	9-30

TABLA AII.6.1: Velocidad de fluidos en tuberías

Los valores de la tabla son los más corrientes en la práctica ordinaria. Como se puede comprobar, según sea el tipo de fluido (líquido poco viscoso - $\mu < 0.5 \text{ cP}$ -, líquido viscoso - $\mu > 0.5 \text{ cP}$ - o aire o gas -vapor-) y el flujo de éste (por gravedad, entrada a la bomba o salida de la bomba) tendrá que

considerarse un intervalo u otro. Generalmente, se escogerá el límite inferior del intervalo seleccionado, ya que se recomienda que las velocidades bajas sean las más utilizadas (salvo que los diámetros de las conducciones resultantes sean excesivamente grandes –flujo por gravedad o circulación de vapores-). Así, una vez supuesta la velocidad v' en las conducciones y conocidos el caudal másico y la densidad del fluido (por tanto, el caudal volumétrico) procedente de “x”, se estimará el diámetro interior de las conducciones del tramo Tr_{x-y} :

$$Q_{\text{volumétrico}} = \frac{M_{\text{másico}}}{\rho} \quad [AII.6.1]$$

↓

$$Q_{\text{volumétrico}} = v \cdot SI_{\text{tramo}} = v \cdot \pi \cdot \left(\frac{DI_{\text{tramo}}}{2} \right)^2 \quad [AII.6.2]$$

⇓

$$DI'_{\text{tramo}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{volumétrico}}}{v' \cdot \pi}} \quad [AII.6.3]$$

2. Sin embargo, este diámetro interior no será el definitivo. Su utilidad consiste en que será la referencia para determinar el diámetro exterior del tramo objeto de estudio. Para ello, se hará uso de las tablas AII.6.2, las cuales muestran los diferentes diámetros nominales (DN_{cond}) existentes para las conducciones comerciales, de manera que a cada uno de ellos le corresponde un único diámetro exterior (DO_{cond}). Entonces, se seleccionará como diámetro exterior del tramo Tr_{x-y} (y, consecuentemente, como diámetro nominal) el comercial inmediatamente superior al diámetro interior calculado en la etapa 1, salvo que ambos diámetros estén muy próximos entre sí, en cuyo caso se seleccionará el siguiente:

$$DI'_{\text{tramo}} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO_{\text{tramo}}$$

Éste será el diámetro exterior definitivo del tramo Tr_{x-y} .

Nominal pipe size, in	Outside diameter, in	Schedule no.	Wall thickness, in	Inside diameter, in	Cross-sectional area		Circumference, ft, or surface, ft ² /ft of length		Capacity at 1-ft/s velocity		Weight of plain-end pipe, lb/ft
					Metal, in ²	Flow, ft ²	Outside	Inside	U.S. gal/min	lb/h water	
1/8	0.405	10S	.049	0.307	0.055	0.00051	0.106	0.0804	0.231	115.5	0.19
		40ST, 40S	.068	.269	.072	.00040	.106	.0705	.179	89.5	.24
		80XS, 80S	.095	.215	.093	.00025	.106	.0563	.113	56.5	.31
1/4	0.540	10S	.065	.410	.097	.00092	.141	.107	.412	206.5	.33
		40ST, 40S	.088	.364	.125	.00072	.141	.095	.323	161.5	.42
		80XS, 80S	.119	.302	.157	.00050	.141	.079	.224	112.0	.54
3/8	0.675	10S	.065	.545	.125	.00162	.177	.143	.727	363.5	.42
		40ST, 40S	.091	.493	.167	.00133	.177	.129	.596	298.0	.57
		80XS, 80S	.126	.423	.217	.00098	.177	.111	.440	220.0	.74
1/2	0.840	5S	.065	.710	.158	.00275	.220	.186	1.234	617.0	.54
		10S	.083	.674	.197	.00248	.220	.176	1.112	556.0	.67
		40ST, 40S	.109	.622	.250	.00211	.220	.163	0.945	472.0	.85
		80XS, 80S	.147	.546	.320	.00163	.220	.143	0.730	365.0	1.09
		160	.188	.464	.385	.00117	.220	.122	0.527	263.5	1.31
		XX	.294	.252	.504	.00035	.220	.066	0.155	77.5	1.71
3/4	1.050	5S	.065	.920	.201	.00461	.275	.241	2.072	1036.0	0.69
		10S	.083	.884	.252	.00426	.275	.231	1.903	951.5	0.86
		40ST, 40S	.113	.824	.333	.00371	.275	.216	1.665	832.5	1.13
		80XS, 80S	.154	.742	.433	.00300	.275	.194	1.345	672.5	1.47
		160	.219	.612	.572	.00204	.275	.160	0.917	458.5	1.94
		XX	.308	.434	.718	.00103	.275	.114	0.461	230.5	2.44
1	1.315	5S	.065	1.185	.255	.00768	.344	.310	3.449	1725	0.87
		10S	.109	1.097	.413	.00656	.344	.287	2.946	1473	1.40
		40ST, 40S	.133	1.049	.494	.00600	.344	.275	2.690	1345	1.68
		80XS, 80S	.179	0.957	.639	.00499	.344	.250	2.240	1120	2.17
		160	.250	0.815	.836	.00362	.344	.213	1.625	812.5	2.84
		XX	.358	0.599	1.076	.00196	.344	.157	0.878	439.0	3.66
1 1/4	1.660	5S	.065	1.530	0.326	.01277	.435	.401	5.73	2865	1.11
		10S	.109	1.442	0.531	.01134	.435	.378	5.09	2545	1.81
		40ST, 40S	.140	1.380	0.668	.01040	.435	.361	4.57	2285	2.27
		80XS, 80S	.191	1.278	0.881	.00891	.435	.335	3.99	1995	3.00
		160	.250	1.160	1.107	.00734	.435	.304	3.29	1645	3.76
		XX	.382	0.896	1.534	.00438	.435	.235	1.97	985	5.21
1 1/2	1.900	5S	.065	1.770	0.375	.01709	.497	.463	7.67	3835	1.28
		10S	.109	1.682	0.614	.01543	.497	.440	6.94	3465	2.09
		40ST, 40S	.145	1.610	0.800	.01414	.497	.421	6.34	3170	2.72
		80XS, 80S	.200	1.500	1.069	.01225	.497	.393	5.49	2745	3.63
		160	.281	1.338	1.429	.00976	.497	.350	4.38	2190	4.86
		XX	.400	1.100	1.885	.00660	.497	.288	2.96	1480	6.41
2	2.375	5S	.065	2.245	0.472	.02749	.622	.588	12.34	6170	1.61
		10S	.109	2.157	0.776	.02538	.622	.565	11.39	5695	2.64
		40ST, 40S	.154	2.067	1.075	.02330	.622	.541	10.45	5225	3.65
		80ST, 80S	.218	1.939	1.477	.02050	.622	.508	9.20	4600	5.02
		160	.344	1.687	2.195	.01552	.622	.436	6.97	3485	7.46
		XX	.436	1.503	2.656	.01232	.622	.393	5.53	2765	9.03
2 1/2	2.875	5S	.083	2.709	0.728	.04003	.753	.709	17.97	8985	2.48
		10S	.120	2.635	1.039	.03787	.753	.690	17.00	8500	3.53
		40ST, 40S	.203	2.469	1.704	.03322	.753	.647	14.92	7460	5.79
		80XS, 80S	.276	2.323	2.254	.02942	.753	.608	13.20	6600	7.66
		160	.375	2.125	2.945	.02463	.753	.556	11.07	5535	10.01
		XX	.552	1.771	4.028	.01711	.753	.464	7.68	3840	13.69
3	3.500	5S	.083	3.334	0.891	.06063	.916	.873	27.21	13,605	3.03
		10S	.120	3.260	1.274	.05796	.916	.853	26.02	13,010	4.33
		40ST, 40S	.216	3.068	2.228	.05130	.916	.803	23.00	11,500	7.58
		80XS, 80S	.300	2.900	3.016	.04587	.916	.759	20.55	10,275	10.25
		160	.438	2.624	4.213	.03755	.916	.687	16.86	8430	14.32
		XX	.600	2.300	5.466	.02885	.916	.602	12.95	6475	18.58
3 1/2	4.0	5S	.083	3.834	1.021	.08017	1.047	1.004	35.98	17,990	3.48
		10S	.120	3.760	1.463	.07711	1.047	0.984	34.61	17,305	4.97
		40ST, 40S	.226	3.548	2.680	.06870	1.047	0.929	30.80	15,400	9.11
		80XS, 80S	.318	3.364	3.678	.06170	1.047	0.881	27.70	13,850	12.50
4	4.5	5S	.083	4.334	1.152	.10245	1.178	1.135	46.0	23,000	3.92
		10S	.120	4.260	1.651	.09898	1.178	1.115	44.4	22,200	5.61
		40ST, 40S	.237	4.026	3.17	.08840	1.178	1.054	39.6	19,800	10.79
		80XS, 80S	.337	3.826	4.41	.07986	1.178	1.002	35.8	17,900	14.98

TABLA AII.6.2: Propiedades de las tuberías de acero (continúa)

Nominal pipe size, in	Outside diameter, in	Schedule no.	Wall thickness, in	Inside diameter, in	Cross-sectional area		Circumference, ft, or surface, ft ² /ft of length		Capacity at 1-ft/s velocity		Weight of plain-end pipe, lb/ft
					Metal, in ²	Flow, ft ²	Outside	Inside	U.S. gal/min	lb/h water	
5	5.563	120	0.438	3.624	5.58	0.07170	1.178	0.949	32.2	16,100	19.00
		160	.531	3.438	6.62	.06647	1.178	0.900	28.9	14,450	22.51
		XX	.674	3.152	8.10	.05419	1.178	0.825	24.3	12,150	27.54
		5S	.109	5.345	1.87	.1558	1.456	1.399	69.9	34,950	6.36
		10S	.134	5.295	2.29	.1529	1.456	1.386	68.6	34,300	7.77
		40ST, 40S	.258	5.047	4.30	.1390	1.456	1.321	62.3	31,150	14.62
		80XS, 80S	.375	4.813	6.11	.1263	1.456	1.260	57.7	28,850	20.78
		120	.500	4.563	7.95	.1136	1.456	1.195	51.0	25,500	27.04
		160	.625	4.313	9.70	.1015	1.456	1.129	45.5	22,750	32.96
		XX	.750	4.063	11.34	.0900	1.456	1.064	40.4	20,200	38.55
6	6.625	5S	.109	6.407	2.23	.2239	1.734	1.677	100.5	50,250	7.60
		10S	.134	6.357	2.73	.2204	1.734	1.664	98.9	49,450	9.29
		40ST, 40S	.280	6.065	5.58	.2006	1.734	1.588	90.0	45,000	18.97
		80XS, 80S	.432	5.761	8.40	.1810	1.734	1.508	81.1	40,550	28.57
		120	.562	5.501	10.70	.1650	1.734	1.440	73.9	36,950	36.39
		160	.719	5.187	13.34	.1467	1.734	1.358	65.9	32,950	45.34
		XX	.864	4.897	15.64	.1308	1.734	1.282	58.7	29,350	53.16
		5S	.109	8.407	2.915	.3855	2.258	2.201	173.0	86,500	9.93
		10S	.148	8.329	3.941	.3784	2.258	2.180	169.8	84,900	13.40
		20	.250	8.125	6.578	.3601	2.258	2.127	161.5	80,750	22.36
8	8.625	30	.277	8.071	7.265	.3553	2.258	2.113	159.4	79,700	24.70
		40ST, 40S	.322	7.981	8.399	.3474	2.258	2.089	155.7	77,850	28.55
		60	.406	7.813	10.48	.3329	2.258	2.045	149.4	74,700	35.64
		80XS, 80S	.500	7.625	12.76	.3171	2.258	1.996	142.3	71,150	43.39
		100	.594	7.437	14.99	.3017	2.258	1.947	135.4	67,700	50.95
		120	.719	7.187	17.86	.2817	2.258	1.882	126.4	63,200	60.71
		140	.812	7.001	19.93	.2673	2.258	1.833	120.0	60,000	67.76
		XX	.875	6.875	21.30	.2578	2.258	1.800	115.7	57,850	72.42
		160	.906	6.813	21.97	.2532	2.258	1.784	113.5	56,750	74.69
		10	10.75	5S	.134	10.482	4.47	.5993	2.814	2.744	269.0
10S	.165			10.420	5.49	.5922	2.814	2.728	265.8	132,900	18.65
20	.250			10.250	8.25	.5731	2.814	2.685	257.0	128,500	28.04
30	.307			10.136	10.07	.5603	2.814	2.655	252.0	126,000	34.24
40ST, 40S	.365			10.020	11.91	.5475	2.814	2.620	246.0	123,000	40.48
80S, 60XS	.500			9.750	16.10	.5185	2.814	2.550	233.0	116,500	54.74
80	.594			9.562	18.95	.4987	2.814	2.503	223.4	111,700	64.43
100	.719			9.312	22.66	.4729	2.814	2.438	212.3	106,150	77.03
120	.844			9.062	26.27	.4479	2.814	2.372	201.0	100,500	89.29
140, XX	1.000			8.750	30.63	.4176	2.814	2.291	188.0	94,000	104.13
12	12.75	160	1.125	8.500	34.02	.3941	2.814	2.225	177.0	88,500	115.64
		5S	0.156	12.438	6.17	.8438	3.338	3.26	378.7	189,350	20.98
		10S	0.180	12.390	7.11	.8373	3.338	3.24	375.8	187,900	24.17
		20	0.250	12.250	9.82	.8185	3.338	3.21	367.0	183,500	33.38
		30	0.330	12.090	12.88	.7972	3.338	3.17	358.0	179,000	43.77
		40ST, 40S	0.375	12.000	14.58	.7854	3.338	3.14	352.5	176,250	49.56
		40	0.406	11.938	15.74	.7773	3.338	3.13	349.0	174,500	53.52
		XS, 80S	0.500	11.750	19.24	.7530	3.338	3.08	338.0	169,000	65.42
		60	0.562	11.626	21.52	.7372	3.338	3.04	331.0	165,500	73.15
		80	0.688	11.374	26.07	.7056	3.338	2.98	316.7	158,350	88.63
14	14	100	0.844	11.062	31.57	.6674	3.338	2.90	299.6	149,800	107.32
		120, XX	1.000	10.750	36.91	.6303	3.338	2.81	283.0	141,500	125.49
		140	1.125	10.500	41.09	.6013	3.338	2.75	270.0	135,000	139.67
		160	1.312	10.126	47.14	.5592	3.338	2.65	251.0	125,500	160.27
		5S	0.156	13.688	6.78	1.0219	3.665	3.58	459	229,500	23.07
		10S	0.188	13.624	8.16	1.0125	3.665	3.57	454	227,000	27.73
		10	0.250	13.500	10.80	0.9940	3.665	3.53	446	223,000	36.71
		20	0.312	13.376	13.42	0.9750	3.665	3.50	438	219,000	45.61
		30, ST	0.375	13.250	16.05	0.9575	3.665	3.47	430	215,000	54.57
		40	0.438	13.124	18.66	0.9397	3.665	3.44	422	211,000	63.44
16	16	XS	0.500	13.000	21.21	0.9218	3.665	3.40	414	207,000	72.09
		60	0.594	12.812	25.02	0.8957	3.665	3.35	402	201,000	85.05
		80	0.750	12.500	31.22	0.8522	3.665	3.27	382	191,000	106.13
		100	0.938	12.124	38.49	0.8017	3.665	3.17	360	180,000	130.85
		120	1.094	11.812	44.36	0.7610	3.665	3.09	342	171,000	150.79
		140	1.250	11.500	50.07	0.7213	3.665	3.01	324	162,000	170.21
		160	1.406	11.188	55.63	0.6827	3.665	2.93	306	153,000	189.11
		5S	0.165	15.670	8.21	1.3393	4.189	4.10	601	300,500	27.90
		10S	0.188	15.624	9.34	1.3314	4.189	4.09	598	299,000	31.75
		10	0.250	15.500	12.37	1.3104	4.189	4.06	587	293,500	42.05

TABLA AII.6.2: Propiedades de las tuberías de acero (concluye)

3. En esta breve etapa, se determinará el espesor del termoaislante que cubrirá las conducciones del tramo en cuestión. Éste será fibra de vidrio, en su forma de preformado; a partir de la siguiente tabla, es posible determinar el espesor del aislante (t_{aisl}) conocidas la temperatura de diseño (igual a la máxima de operación) y el diámetro nominal:

Preformado de fibra de vidrio (80 Kg/m ³)													
Código NC-2 Clase II													
DIÁM. NOM. pulg/mm	Temperatura de Operación K [°C]												
	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta	Hasta
	333	373	423	473	523	573	623	673	723	773	823	873	923
	60	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
½ / 13	38	51	64	76	89	102	102	102	114				
¾ / 19	38	51	64	76	89	102	102	102	127	No aplica			
1 / 25	38	51	64	76	89	102	102	102	127				
1½ / 38	38	51	64	89	102	102	102	114	152				
2 / 51	38	51	64	89	102	114	114	114	152				
2½ / 64	38	51	64	89	102	114	114	127	152				
3 / 76	38	64	76	89	102	114	114	127	152				
4 / 102	38	64	76	89	114	127	127	127	165				
5 / 127	38	64	89	102	127	127	152	165	178				
6 / 152	38	64	89	102	127	127	152	165	191				
8 / 203	38	64	89	102	127	127	152	165	191				
10 / 254	38	64	89	102	127	152	165	191	191				
12 / 305	38	64	89	102	127	152	165	191	191				
14 / 358	38	64	89	102	127	152	165	191	203				
16 / 406	38	64	89	102	127	152	165	191	203				
18 / 457	38	64	89	102	127	152	165	191	203				
20 / 508	38	64	89	102	127	152	165	191	203				
22 / 559	38	64	89	102	127	152	165	203	203				
24 / 610	38	64	89	102	140	165	178	203	203				
26 / 660	38	64	89	102	140	165	178	203	216				
28 / 711	38	64	89	102	140	165	178	203	216				
30 / 762	38	64	89	102	140	165	178	203	216				

Notas:

- 1.- Espesor termoaislante en mm.
- 2.- El espesor del acabado no se incluye.
- 3.- Temperatura ambiente = 298 K (25 °C).
- 4.- Velocidad de aire = 10 000 m/h.
- 5.- Emisividad = 0,4

TABLA AII.6.3: Espesores de aislamientos térmicos en tuberías

$$\left. \begin{array}{l} T_D = T_{\text{máx operación}} \rightarrow T \\ D_{\text{no min al}} \rightarrow D \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{tramo}}^{\text{aisl}}$$

Como resultado, si se tiene en cuenta este espesor, el diámetro exterior con aislante ($D_{\text{tramo}}^{\text{aisl}}$) del tramo Tr_{x-y} será:

$$D_{\text{tramo}}^{\text{aisl}} = DO_{\text{tramo}} + 2 \cdot t_{\text{tramo}}^{\text{aisl}} \quad [AII.6.4]$$

4. A continuación, se pasará al diseño mecánico de las conducciones. La fórmula para el cálculo del espesor de pared requerido por presión, de acuerdo con el Código ASME B31.3., es la siguiente (en el SI):

$$t_{tramo}^{min\ calc} = \frac{P_D \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot (S \cdot E + P_D \cdot Y)} [AII.6.5], \text{ para } t_{tramo}^{min\ calc} < DO_{tramo} / 6 \text{ o } P_D / SE \leq 0.385$$

Teniendo en cuenta el sobreespesor de corrosión y la tolerancia de fabricación, el espesor mínimo resulta (en el SI):

$$t_{tramo}^C = (t_{tramo}^{min\ calc} + C) \cdot \frac{1}{1 - (M / 100)} [AII.6.6]$$

Se comentarán algunas de las variables presentes en las dos ecuaciones previas:

⇒ *Presión de diseño (P_D)*: es la presión interna de diseño. Se obtiene añadiéndole un 10 % a la presión máxima de operación. En principio, a excepción del tramo que comunica la unidad anterior (Molex Adsorción) a la proyectada con la bomba BA, el cual se encuentra a una presión próxima a la atmosférica, se tomará en todos los tramos de conducción una presión máxima de operación de 2 atm. Así,

$$\begin{aligned} P_D &= 1.1 \cdot P_{m\acute{a}x\ operaci\acute{o}n} = 1.1 \cdot 1\ atm = 1.1\ atm = 111457.5\ Pa \text{ (tramo } Tr_{(UA)/(BA)}) \\ &= 1.1 \cdot 2\ atm = 2.2\ atm = 222915\ Pa \end{aligned}$$

Posteriormente, una vez se haya realizado el cálculo referente a los sistemas de bombeo, se comprobará que dicha presión en cada tramo es ligeramente superior a 2 atm (en el caso más desfavorable, en torno a 4 atm). Entonces, tendrá que verificarse que el espesor seleccionado en un primer momento es adecuado para la verdadera presión de operación (se verá que sí lo es, dado que la magnitud de la variación experimentada en la presión afecta mínimamente a aquél). Con respecto a esta presión final, se considerará, como medida de seguridad, que todos los tramos que constituyen la línea de impulsión de una línea de bombeo presentan la misma presión máxima de operación, coincidente ésta con la de salida de la bomba. De la misma manera, todos los tramos que constituyen la línea de aspiración de una línea de bombeo

presentarán, a efectos de cálculo, la misma presión máxima de operación, la cual, generalmente, será la de entrada a la bomba que aspira el fluido.

⇒ *Tensión máxima admisible (S)*: esta variable ya fue debidamente definida en el apartado 2.2.6.1, destacando su dependencia de las características del material y de la temperatura de diseño. Ya que todas las conducciones estarán construidas de acero al carbono SA-106 Gr. B, tal dependencia se recoge en la siguiente tabla de materiales del Código ASME B31.3:

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to						
						Tensile	Yield	100	200	300				
Carbon Steel Pipes and Tubes (2)														
...	A 53	1	B	(57)(59)	B	60	35	20.0	20.0	20.0				
...	A 106	1	B	(57)										
...	A 333	1	6	(57)										
...	A 334													
...	A 369													
...	A 381	S-1	Y35	...							A			
...	API 5L	S-1	B	(57)(59)(77)	B									
Basic Allowable Stress S, ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)														
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	Grade	Spec. No.
20.0	18.9	17.3	17.0	16.5	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	Carbon Steel Pipe and Tubes (2)	
													B	A 53
													B	A 106
													6	A 333
													6	A 334
													FPB	A 369
													Y35	A 381
													B	API 5L

TABLA AII.6.4: Tensiones máximas admisibles para metales (IV)

⇒ *Eficiencia de la Soldadura (E)*: esta variable ya fue debidamente definida en el apartado 2.2.6.1. Todas las tuberías serán sin costura, por lo que $E = 1$.

⇒ *Factor Y*: es un coeficiente que depende del material de la tubería y de la temperatura de diseño, y viene dado por la siguiente tabla (ASME B31.3):

Materials	Temperature, °C (°F)					
	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (1150 & Up)
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0

TABLA AII.6.5: Valores del coeficiente “Y”

Todas las conducciones tendrán una temperatura de diseño $T_D < 482\text{ }^\circ\text{C}$ y, como se ha comentado, estarán construidas de acero al carbono (SA-106 Gr. B). Por tanto,

$$Y = 0.4$$

⇒ *Margen por corrosión (C)*: esta variable ya fue debidamente definida en el apartado 2.2.6.1. Teniendo en cuenta los criterios establecidos por Megyesy (2001) en relación a la elección del margen de espesor debido a la corrosión (ver apartado citado), se estimará para las tuberías un tiempo de vida de 20 años y un desgaste anual por corrosión de 0.005 in:

$$C = 0.005\text{ in/año} \cdot 20\text{ años} = 0.1\text{ in} = 2.5\text{ mm}$$

⇒ *Tolerancia de fabricación (M)*: las tuberías fabricadas sin costura tienen una considerable tolerancia en el espesor, que varía de unos materiales a otros. Concretamente, en el caso del acero al carbono, la tolerancia en el espesor de pared es -12.5 %, es decir, la tubería puede tener en realidad un espesor un 12.5 % menor.

$$M = 12.5\%$$

Si se sustituye en [AII.6.5] y, posteriormente, en [AII.6.6] las variables cuyos valores son comunes para todas las conducciones:

$$t_{tramo}^{mín\ calc} = \frac{P_D \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot (S \cdot 1 + P_D \cdot 0.4)}$$

↓

$$t_{tramo}^C = \left(\frac{P_D \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot (S \cdot 1 + P_D \cdot 0.4)} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12.5/100)}$$

Si $P_D = 1.1 \text{ atm} = 111457.5 \text{ Pa}$ (tramo $Tr_{(UA)/(BA)}$):

$$t_{tramo}^C = \left(\frac{111457.5 \text{ Pa} \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot (S \cdot 1 + 111457.5 \text{ Pa} \cdot 0.4)} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12.5/100)}$$

↓

$$t_{tramo}^C = \left(\frac{111457.5 \text{ Pa} \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot S + 89166 \text{ Pa}} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 1.143 \quad [AII.6.7]$$

Si $P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$:

$$t_{tramo}^C = \left(\frac{222915 \text{ Pa} \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot (S \cdot 1 + 222915 \text{ Pa} \cdot 0.4)} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot \frac{1}{1 - (12.5/100)}$$

↓

$$t_{tramo}^C = \left(\frac{222915 \text{ Pa} \cdot DO_{tramo}}{2 \cdot S + 178332 \text{ Pa}} + 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 1.143 \quad [AII.6.8]$$

expresiones finales en las que $t_{tramo}^C = f(DO_{tramo}, S)$.

En la Tabla AII.6.2 se puede ver que el diámetro exterior seleccionado DO_{tramo} puede tener asociado una serie de espesores y, consecuentemente, de diámetros interiores. De todos ellos, se escogerá como espesor de la conducción t_{tramo} el inmediatamente superior a t_{tramo}^C :

$$t_{tramo}^C \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2, } DO_{tramo}} t_{tramo}, DI_{tramo}$$

5. En este paso se recalculará la velocidad del fluido a través del tramo Tr_{x-y} .

Despejando de la expresión [AII.6.2], se tiene:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{volumétrico}}}{(DI_{tramo})^2 \cdot \pi} \quad [AII.6.9]$$

6. Una vez conocida la velocidad del fluido en el tramo objeto de estudio, se determinará la pérdida de carga que éste sufre al circular por dicho tramo, ya que su valor es requerido en posteriores cálculos relacionados con el sistema de bombeo. Para ello, se distinguirá entre la pérdida de carga en tubería recta y la ocasionada por los accesorios (pérdidas menores):

Pérdida de carga en tubería recta

Tal pérdida de carga ($h_{f \text{ cond}}$) será cuantificada mediante la fórmula de Darcy-Weisbach (Shames, 1995):

$$h_{f \text{ tramo}}^{\text{tub recta}} = 4 \cdot f_{\text{tramo}} \cdot \frac{L_{\text{tramo}}}{DI_{\text{tramo}}} \cdot \frac{v_{\text{tramo}}^2}{2 \cdot g} \quad [\text{AII.6.10}]$$

siendo:

⇒ *Factor de fricción de Fanning (4·f)*: este factor será calculado a partir de la expresión [AII.2.64], que queda como:

$$4 \cdot f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot DI_{\text{tramo}}} + \left(\frac{5.74}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right] \right\}^2} \quad [\text{AII.6.11}] \quad \begin{array}{l} 5 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8 \\ 10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{DI_{\text{tramo}}} \leq 10^{-2} \end{array}$$

donde $\text{Re} = \frac{DI_{\text{tramo}} \cdot v \cdot \rho}{\mu}$ [AII.6.12] y $\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ (para aceros comerciales).

⇒ *Longitud total de las tuberías rectas (L_{tramo})*: viene dada por la suma de las longitudes de las conducciones rectas que constituyen el tramo considerado (ver Plano N° 5).

Pérdidas menores

Además de las pérdidas causadas por la fricción en tuberías, es necesario tener en cuenta las pérdidas de altura ocasionadas por los accesorios existentes en ellas. Para evaluar tal influencia, se empleará el “método de las cargas de velocidad”. Este método consiste en asignar a cada accesorio un valor “k” tal que al multiplicarlo por la carga de velocidad circulante por la tubería sea igual a

la pérdida de carga debida al accesorio. Luego, se suman todos los valores para el conjunto de accesorios presentes en la conducción:

$$h_{f \text{ tramo}}^{\text{accesorios}} = \sum k_{\text{accesorio}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [AII.6.13]$$

En la siguiente tabla se incluyen valores experimentales de “k” para flujo turbulento (Geankoplis, 1998):

Tipo de accesorio o válvula	Pérdida por fricción, número de cargas de velocidad K_f	Pérdida por fricción, longitud equivalente de tubería recta en diámetros de tubería L_e/D
Codo, 45°	0.35	17
Codo, 90°	0.75	35
Te	1	50
Retorno en U	1.5	75
Manguitos de acoplamiento	0.04	2
Manguitos de unión	0.04	2
Válvulas de compuerta		
Abiertas	0.17	9
Semiabiertas	4.5	225
Válvulas de globo		
Abiertas	6.0	300
Semiabiertas	9.5	475
Válvulas de ángulo, abiertas	2.0	100
Válvula de retención		
De bola	70.0	3500
De bisagra	2.0	100
Medidor de agua-disco	7.0	350

TABLA AII.6.6: Pérdidas por fricción para flujo turbulento causadas por diferentes válvulas y accesorios

De todos ellos, serán de nuestro interés:

Tipo de accesorio	Factor “k”
Codo 90° -C-	0.75
Te -T-	1
Válvula de compuerta (abierta) -VC-	0.17
Válvula de globo (abierta) -VG-	6.0
Válvula de retención (de bola) -VR-	70.0
Medidor agua-disco (placa de orificio) -PO-	7.0

TABLA AII.6.7: Factores “k” de las válvulas y accesorios presentes en la planta proyectada para flujo turbulento

También, se considerarán, como es lógico, las pérdidas por ensanchamiento y reducción repentinos:

- Ensanchamiento repentino: $k = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$, siendo A_1 y A_2 las áreas menor y mayor, respectivamente. La carga de velocidad se obtendrá para la velocidad v_1 .
- Estrechamiento repentino: $k = 0.55 \cdot \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)$, siendo A_1 y A_2 las áreas mayor y menor, respectivamente. La carga de velocidad se obtendrá para la velocidad v_2 .

Entonces, se hará uso de estas fórmulas para calcular las pérdidas de carga producidas en la entrada y salida de los equipos. A excepción de las bombas, en los restantes equipos (intercambiadores de calor, columnas de destilación, etc.) se cumple que $A_2 \gg A_1$ para el ensanchamiento (entrada en el equipo) y que $A_1 \gg A_2$ para el estrechamiento (salida del equipo), y, por tanto, que “k” es igual a 1 y 0.55, respectivamente:

Tipo de “accidente”	Factor “k”
Entrada a un equipo*	1
Salida de un equipo*	0.55

TABLA AII.6.8: Factores “k” a la entrada y salida de equipos

* Cualquier equipo de la planta proyectada distinto a una bomba.

En relación a las bombas, se supondrá como criterio generalizado (simplificación) que los diámetros de succión y de descarga de las bombas son la mitad y 2/3 de los diámetros de las tuberías de aspiración e impulsión a las que están directamente conectadas. Según esto:

- Entrada a la bomba:

$$D_2 = \frac{D_1}{2} \rightarrow k = 0.55 \cdot \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}\right) = 0.4125$$

Hay que prevenir del hecho de que, como se comentó anteriormente para el estrechamiento brusco, la carga de velocidad se obtiene mediante la velocidad mayor, v_2 ; por consiguiente, se expresará ésta en función de la velocidad conocida v_1 ($= v$). Según la relación expuesta entre los diámetros:

$$v_1 = 4 \cdot v_2$$

- Salida de la bomba:

$$D_1 = \frac{2}{3} \cdot D_2 \rightarrow k = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2 = 0.3086$$

En este caso también se debe reseñar que, tal y como se expuso para el ensanchamiento brusco, la carga de velocidad se obtiene mediante la velocidad mayor, v_1 ; por consiguiente, se expresará ésta en función de la velocidad conocida v_2 ($= v$). Según la relación expuesta entre los diámetros:

$$v_1 = \frac{9}{4} \cdot v_2$$

Como última perturbación del flujo, destacar la presencia de reducciones graduales. El factor “k” de éstas se expresa en función del ángulo total de contracción χ :

$$k = \frac{0.8 \cdot \text{sen}(\chi/2) \cdot [1 - (D_2/D_1)^2]}{(D_2/D_1)^4} \quad [AII.6.14]$$

siendo A_1 y A_2 las áreas mayor y menor, respectivamente (la carga de velocidad se obtendrá para la velocidad v_1).

Por tanto, la suma de la pérdida de carga en tubería recta y la ocasionada por los accesorios en un tramo daría la pérdida de carga total en dicho tramo:

$$h_{f \text{ tramo}}^{\text{total}} = h_{f \text{ tramo}}^{\text{tub recta}} + h_{f \text{ tramo}}^{\text{accesorios}} \quad [AII.6.15]$$

No obstante, cada tramo está comunicado con el siguiente mediante un equipo, por lo que habrá que considerar la pérdida de carga (ΔP) que tiene lugar en el interior de éste; concretamente, es de nuestro interés la pérdida de carga en la carcasa de los intercambiadores líquido-líquido y calderines, así como en el interior de los tubos de los equipos de transmisión de calor. Para ello, se hará uso de los valores experimentales más desfavorables de pérdida de presión en tales equipos o elementos (Manual de Petresa):

Equipo o elemento	ΔP (Kg/cm ²)
Carcasa calderín (circulación natural)	0.03
Carcasa intercambiador líquido-líquido	0.3
Tubos	0.1

TABLA AII.6.9: Pérdidas de presión en equipos /elementos

Para calcular la carga de presión asociada a la caída de presión del equipo en consideración, se empleará la densidad media del fluido entre la entrada y salida de dicho equipo.

Antes de pasar a la siguiente etapa, recordar que las seis etapas expuestas previamente deben ser aplicadas en su totalidad a cada uno de los tramos que conforman la línea de bombeo que se esté analizando.

En las etapas posteriores, se tratará la línea de bombeo objeto de estudio en su globalidad. De manera general, se considerará como línea de bombeo la línea $Ln_z^{\alpha-\beta}$. No obstante, para su mejor comprensión, se supondrá una línea de bombeo ficticia, así como los tramos de conducción que la componen:

Línea de bombeo:

$$Ln_{BA}^{(DA)/(CD)}$$



Tramos de conducción:

$$Tr_{(DA)/(Re d)}, Tr_{(Re d)/(B)}, Tr_{(B)/(IC)} \text{ y } Tr_{(IC)/(CD)}$$

7. El objetivo de esta etapa será, principalmente, determinar la altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), la presión de succión y de descarga y la carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Como bien es sabido, es la energía que tiene el líquido en la toma de aspiración de la bomba por encima de la energía del mismo debido a su presión de vapor. EL NPSH_d es un dato que depende de la instalación de la bomba y es, por tanto, calculable:

$$NPSH_d^z = \frac{P^{sal(\alpha)} - P_v^{sal(\alpha)}}{\rho \cdot g} + (Z^{sal(\alpha)} - Z^{asp(z)}) - h_f^{asp(\alpha-z)} \quad [AII.6.16]$$

siendo,

- $P^{sal(\alpha)}$: la presión del fluido a la salida del equipo “α”; será obtenida a partir de la presión existente en la superficie del líquido en el equipo en cuestión (P_{sup}^α) y la altura de dicho líquido en tal equipo (H_{liq}^α), como:

$$P^{sal(\alpha)} = P_{sup}^\alpha + \rho \cdot g \cdot H_{liq}^\alpha \quad [AII.6.17]$$

- $P_v^{sal(\alpha)}$: la presión de vapor del fluido a la temperatura de éste a la salida del equipo “α”.
- $Z^{sal(\alpha)}$: altura del punto del eje de la conducción a la salida del equipo “α” respecto al terreno.
- $Z^{asp(z)}$: altura del punto del eje de la conducción a la entrada de la bomba “z” respecto al terreno.
- $h_f^{asp(\alpha-z)}$: pérdida de carga en la línea de aspiración “α”-“z”, que viene dada como la suma de la pérdida de carga total en cada uno de los tramos de la línea de aspiración ($h_{f\ tramo}^{total}$) y la caída de presión (ΔP) en los equipos situados entre el equipo “α” y la bomba “z”:

$$h_f^{asp\ \alpha-z} = \sum h_{f\ tramo}^{total} + \sum \Delta P \quad [AII.6.18]$$

Si se extrapola la expresión [AII.6.16] al caso ficticio propuesto:

$$NPSH_d^B = \frac{P^{sal(DA)} - P_v^{sal(DA)}}{\rho \cdot g} + (Z^{sal(DA)} - Z^{asp(B)}) - h_f^{asp(DA)/(B)}$$

donde:

- $P^{sal(DA)} = P_{sup}^{DA} + \rho \cdot g \cdot H_{liq}^{DA}$
- $h_f^{asp(DA)/(B)} = h_{f(DA)/(Red)}^{total} + h_{f(Red)/(B)}^{total}$ ($\Delta P = 0$, ya que no hay ningún equipo entre el depósito de almacenamiento “DA” y la bomba “B”).

Como medida de seguridad y para cubrir condiciones transitorias, se exigirá una altura de aspiración neta positiva requerida:

$$NPSH_r^z = NPSH_d^z - 0.5\ m \quad [AII.6.19]$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Para determinar la presión a la entrada de la bomba “z” ($P^{asp z}$), se aplicará la ecuación de Bernoulli entre el punto del eje de la conducción a la salida del equipo “α” y el punto del eje de la conducción a la entrada de la bomba “z”:

$$\frac{P^{sal(\alpha)}}{\rho \cdot g} + Z^{sal(\alpha)} + \frac{v_{sal(\alpha)}^2}{2 \cdot g} = \frac{P^{asp(z)}}{\rho \cdot g} + Z^{asp(z)} + \frac{v_{asp(z)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{asp(\alpha-z)} \quad [AII.6.20]$$

siendo,

- $v_{sal \alpha}$: la velocidad del fluido a la salida del equipo “α”.
- $v_{asp z}$: la velocidad del fluido a la entrada de la bomba “z”.

Así, de la expresión [AII.6.20] se puede despejar la carga de presión a la entrada de la bomba “z”:

$$\frac{P^{asp(z)}}{\rho \cdot g} = \frac{P^{sal(\alpha)}}{\rho \cdot g} + Z^{sal(\alpha)} + \frac{v_{sal(\alpha)}^2}{2 \cdot g} - \left(Z^{asp(z)} + \frac{v_{asp(z)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{asp(\alpha-z)} \right) \quad [AII.6.21]$$

Si se extrapola la expresión anterior al caso ficticio propuesto:

$$\frac{P^{asp(B)}}{\rho \cdot g} = \frac{P^{sal(BA)}}{\rho \cdot g} + Z^{sal(BA)} + \frac{v_{sal(BA)}^2}{2 \cdot g} - \left(Z^{asp(B)} + \frac{v_{asp(B)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{asp(DA)/(B)} \right)$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

De forma similar a la anterior, para determinar la presión a la salida de la bomba “z” ($P^{imp z}$), se aplicará la ecuación de Bernoulli entre el punto del eje de la conducción a la salida de la bomba “z” y el punto del eje de la conducción a la entrada del equipo “δ”, siendo “δ” el equipo al cual se desea que el fluido llegue a una presión determinada (generalmente, “δ” será coincidente con el equipo “β”):

$$\frac{P^{imp(z)}}{\rho_{imp(z)} \cdot g} + Z^{imp(z)} + \frac{v_{imp(z)}^2}{2 \cdot g} = \frac{P^{ent(\delta)}}{\rho_{ent(\delta)} \cdot g} + Z^{ent(\delta)} + \frac{v_{ent(\delta)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{imp(z-\delta)} \quad [AII.6.22]$$

siendo,

- $P^{imp(z)}$: la presión del fluido a la salida de la bomba “z”.

- $P^{ent(\delta)}$: la presión del fluido a la entrada del equipo “β”. Será definida en cada caso.
- $Z^{imp(z)}$: altura del punto del eje de la conducción a la salida de la bomba “z” respecto al terreno.
- $Z^{ent(\delta)}$: altura del punto del eje de la conducción a la entrada del equipo “β” respecto al terreno.
- $v_{imp z}$: la velocidad del fluido a la salida de la bomba “z” .
- $v_{ent(\delta)}$: la velocidad del fluido a la entrada del equipo “β” .
- $h_f^{imp(z-\delta)}$: pérdida de carga en la línea de impulsión “z”-“δ”, que viene dada como la suma de la pérdida de carga total en cada uno de los tramos de la línea de impulsión ($h_{f\ tramo}^{total}$), si “δ” es el último equipo de dicha línea, y la caída de presión (ΔP) en los equipos situados entre la bomba “z” y el equipo “δ” (equivalente a [AII.6.18]):

$$h_f^{imp(z-\delta)} = \sum h_{f\ tramo}^{total} + \sum \Delta P \quad [AII.6.23]$$

Así, de la expresión [AII.6.22] puede despejarse la carga de presión a la salida de la bomba “z”:

$$\frac{P^{imp(z)}}{\rho_{imp(z)} \cdot g} = \frac{P^{ent(\delta)}}{\rho_{ent(\delta)} \cdot g} + Z^{ent(\delta)} + \frac{v_{ent(\delta)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{imp(z-\delta)} - \left(Z^{imp(z)} + \frac{v_{imp(z)}^2}{2 \cdot g} \right) \quad [AII.6.24]$$

Si se extrapola la expresión anterior al caso ficticio propuesto:

$$\frac{P^{imp(B)}}{\rho_{imp(B)} \cdot g} = \frac{P^{ent(CD)}}{\rho_{ent(CD)} \cdot g} + Z^{ent(CD)} + \frac{v_{ent(CD)}^2}{2 \cdot g} + h_f^{imp(B-CD)} - \left(Z^{imp(B)} + \frac{v_{imp(B)}^2}{2 \cdot g} \right)$$

donde:

- $h_f^{imp(B)/(CD)} = h_{f(B)/(IC)}^{total} + h_{f(IC)/(CD)}^{total} + \Delta P_{IC}$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

Es la altura que debe proporcionar la bomba al fluido, calculándose, pues, como:

$$H_{\text{útil}} = \frac{P^{\text{imp}}(z) - P^{\text{asp}}(z)}{\rho \cdot g} \quad [\text{AII.6.25}]$$

valor resultante que será incrementado un 20 %.

8. Finalmente, tal y como se adelantó en la etapa 4, tendría que comprobarse para cada tramo de la línea de impulsión que el espesor requerido a la presión $P^{\text{imp}}(z)$, según la expresión AII.6.8 (o AII.6.7), es inferior al t_{tramo} calculado inicialmente, así como para cada tramo de la línea de aspiración, a la presión mayor entre $P^{\text{sal}}(\alpha)$ y $P^{\text{asp}}(z)$. No obstante, con el fin de no hacer más tedioso el procedimiento, no se presentará tal verificación, ya que en ningún caso es necesario modificar el espesor, debido al margen existente entre $t_{\text{tramo}}^{\text{C}}$ y t_{tramo} .

6.1. Línea de bombeo UA/CD-1

La línea de bombeo $Ln_{\text{BA}}^{(\text{UA})/(\text{CD-1})}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(\text{UA})-(\text{BA})}, Tr_{(\text{BA})-(\text{ICA/D-4})}, Tr_{(\text{ICA/D-4})-(\text{ICA/RD-4})}, Tr_{(\text{ICA/RD-4})-(\text{ICA/O})} \text{ y } Tr_{(\text{ICA/O})-(\text{CD-1})}.$$

Tramo (UA)/(BA)

1. Diámetro interior aproximado:

- $[\text{AII.6.1}] \Rightarrow Q = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg / día}}{630.29 \text{ Kg / m}^3} = 1903.87 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0220 \text{ m}^3 / \text{s}$
- $\mu = 0.2727 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: entrada de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$

$$[\text{AII.6.3}] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0220 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.306 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.306 \text{ m} = 12.040 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 12.75 \text{ in} = 0.324 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 175 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 12 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 102 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.324 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.528 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 1.1 \text{ atm} = 111457.5 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.324 \text{ m} \\ \circ T_D = 175 \text{ }^\circ\text{C} = 347 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{AII.6.7}]^{(*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.05 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, $DO = 12.75 \text{ in}$

$$t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 12.438 \text{ in} = 0.316 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{111457.5 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 8 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0220 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.316 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.281 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.316 \text{ m} \cdot 0.281 \text{ m/s} \cdot 630.29 \text{ Kg/m}^3}{0.2727 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 205274.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.316 \text{ m}} = 1.46 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0162$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(UA)/(BA)} = \sum L_{(UA) \rightarrow (BA)} = 14.429 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0162 \cdot \frac{14.429 \text{ m}}{0.316 \text{ m}} \cdot \frac{(0.281 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.003 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 3 codos, 1 válvula de compuerta y entrada a la bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (3 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent \ BA} \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (3 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \frac{(0.281 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.281 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.036 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (UA)/(BA) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total (UA)/(BA)} = 0.003 \text{ m} + 0.036 \text{ m} = 0.039 \text{ m}$$

Tramo (BA)/(ICA/D-4)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] ⇒ $Q = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{630.29 \text{ Kg/m}^3} = 1903.87 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0220 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.2727 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: salida de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0220 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.153 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.153 \text{ m} = 6.020 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 175 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 6 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 102 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.372 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.168 \text{ m} \\ \circ T_D = 175 \text{ }^\circ\text{C} = 347 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{\text{tramo}}^C = 3.06 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 6.625 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 6.357 \text{ in} = 0.161 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0220 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.076 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 1.076 \text{ m/s} \cdot 630.29 \text{ Kg/m}^3}{0.2727 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 401636.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0163$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BA)/(ICA/D-4)} = \sum L_{(BA) \rightarrow (ICA/D-4)} = 38.881 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0163 \cdot \frac{38.881 \text{ m} \cdot (1.076 \text{ m/s})^2}{0.161 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.231 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 7 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada al intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(7 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICA/D-4}} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BA}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v \right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (7 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.076 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.076 \text{ m/s} \right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 5.370 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BA)/(ICA/D-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total (BA)/(ICA/D-4)} = 0.231 \text{ m} + 5.370 \text{ m} = 5.601 \text{ m}$$

Tramo (ICA/D-4)/(ICA/RD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned}
 & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{620.02 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1935.43 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0224 \text{ m}^3 / \text{s} \\
 & \bullet \left. \begin{aligned} & \mu = 0.2498 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: salida de bomba} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s} \\
 & \downarrow \\
 & [AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0224 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.154 \text{ m}
 \end{aligned}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.154 \text{ m} = 6.070 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{aligned} & T_D = 188.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ & D_{\text{no min al}} = 6 \text{ in} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 102 \text{ mm}$$

$$\downarrow [AII.6.4]$$

$$D_{\text{aisl}} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.372 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\begin{aligned}
 & \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\
 & \circ DO = 0.168 \text{ m} \\
 & \circ T_D = 188.4 \text{ }^\circ\text{C} = 371.1 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\
 & \left. \begin{aligned} & \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\ & \text{[AII.6.8](*)} \end{aligned} \right\} \rightarrow t_{\text{tramo}}^C = 3.06 \text{ mm} = 0.120 \text{ in} \\
 & \downarrow \text{Tabla AII.6.2, } DO = 6.625 \text{ in} \\
 & t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)} \\
 & \downarrow \\
 & DI = 6.357 \text{ in} = 0.161 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{m}} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0224 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.094 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 1.094 \text{ m/s} \cdot 620.02 \text{ Kg/m}^3}{0.2498 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 438494.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0162$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICA/D-4)/(ICA/RD-4)} = \sum L_{(ICA/D-4) \rightarrow (ICA/RD-4)} = 9.376 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0162 \cdot \frac{9.376 \text{ m} \cdot (1.094 \text{ m/s})^2}{0.161 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.057 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 5 codos, salida y entrada al intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(5 \cdot k_C + 1 \cdot k_{sal \text{ ICA/D-4}} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICA/RD-4}} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (5 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.094 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.323 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICA/D-4)/(ICA/RD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total} (ICA/D-4)/(ICA/RD-4) = 0.057 \text{ m} + 0.323 \text{ m} = 0.381 \text{ m}$$

Tramo (ICA/RD-4)/(ICA/O)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{616.68 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1945.89 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0225 \text{ m}^3 / \text{s}$
- $\mu = 0.2431 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0225 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.155 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.155 \text{ m} = 6.086 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 192.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min al}} = 6 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 102 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.372 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

- $P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$
- $DO = 0.168 \text{ m}$
- $T_D = 192.7 \text{ }^\circ\text{C} = 378.9 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

} $\xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.06 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2, } DO = 6.625 \text{ in}}$

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm} \text{ (10S)}$$

↓

$$DI = 6.357 \text{ in} = 0.161 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{l}} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0225 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.100 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 1.100 \text{ m/s} \cdot 616.68 \text{ Kg/m}^3}{0.2431 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 450563.9 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0162$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICA/RD-4)/(ICA/O)} = \sum L_{(ICA/RD-4) \rightarrow (ICA/O)} = 6.664 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0162 \cdot \frac{6.664 \text{ m} \cdot (1.100 \text{ m/s})^2}{0.161 \text{ m} \cdot 2.9.81 \text{ m/s}^2} = 0.041 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 4 codos, salida y entrada al intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (4 \cdot k_C + 1 \cdot k_{sal \text{ ICA/RD-4}} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICA/O}}) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (4 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.100 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.281 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICA/RD-4)/(ICA/O) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total \text{ (ICA/RD-4)/(ICA/O)}} = 0.041 \text{ m} + 0.281 \text{ m} = 0.322 \text{ m}$$

Tramo (ICA/O)/(CD-1)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{1200 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{553.28 \text{ Kg/m}^3} = 2168.89 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0251 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1874 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

\downarrow

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0251 \text{ m}^3/\text{s}}{1.2 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.163 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.163 \text{ m} = 6.425 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 8.625 \text{ in}^* = 0.219 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 6.425 in y 6.625 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 240 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min al}} = 8 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

\downarrow [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.219 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.473 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\begin{array}{l}
 \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\
 \circ DO = 0.219 \text{ m} \\
 \circ T_D = 240 \text{ }^\circ\text{C} = 464 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\
 \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \circ P_D \\ \circ DO \\ \circ T_D \end{array}} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8] (*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.12 \text{ mm} = 0.122 \text{ in}$$

\downarrow Tabla AII.6.2, $DO = 8.625 \text{ in}$

$$t = 0.148 \text{ in} = 3.76 \text{ mm (10S)}$$

$$\downarrow$$

$$DI = 8.329 \text{ in} = 0.212 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$\text{[AII.6.9]} \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0251 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.212 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.714 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$\text{[AII.6.12]} \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.212 \text{ m} \cdot 0.714 \text{ m/s} \cdot 553.28 \text{ Kg/m}^3}{0.1874 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 445954.5 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.212 \text{ m}} = 2.17 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0156$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICA/O)/(CD-1)} = \sum L_{(ICA/O) \rightarrow (CD-1)} = 22.129 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0156 \cdot \frac{22.129\ m \cdot (0.714\ m/s)^2}{0.212\ m \cdot 2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.042\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 4 codos, salida de intercambiador y entrada en columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(4 \cdot k_C + 1 \cdot k_{sal\ ICA/O} + 1 \cdot k_{ent\ CD-1} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (4 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.714\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.104\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICA/O)/(CD-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (ICA/O)/(CD-1)} = 0.042\ m + 0.104\ m = 0.146\ m$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BA}^{(UA)/(CD-1)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow UA$; $z \Rightarrow BA$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$$\Leftrightarrow P_v^{sal\ (UA)} = 1\ atm = 101325\ Pa$$

$\Leftrightarrow P_v^{sal\ (UA)}$: se aplicará el procedimiento expuesto en el apartado 2.2.2 referente al cálculo de la temperatura de burbuja de una mezcla multicomponente, con la diferencia de que la celda ajustable, en lugar de la temperatura (175 °C), será la presión:

P_v (atm)	0.355
T^a (°C)	175.0

Componentes	Nº átomos de C ("i")	Log $K_{i,T,P}$	$K_{i,T,P}$	x_{Di}	y_{Di}
n-C10	10	0,382	2,412	0,114	0,275
n-C11	11	0,150	1,413	0,258	0,364
n-C12	12	-0,082	0,827	0,263	0,218
n-C13	13	-0,315	0,484	0,216	0,105
n-C14	14	-0,547	0,284	0,119	0,034
n-C15	15	-0,780	0,166	0,025	0,004
n-C16	16	-1,012	0,097	0,005	0,000
Total				1,000	1,000

Entonces,

$$P_v^{sal (UA)} = 0.355 \text{ atm} = 36008.5 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow Z^{sal (UA)} = 2 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Rightarrow Z^{asp (BA)} = 0.4 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Rightarrow h_f^{asp (UA)/(BA)} = h_f^{total (UA)/(BA)} = 0.039 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.16]}$$

$$NPSH_d^{BA} = \frac{101325 \text{ Pa} - 36008.5 \text{ Pa}}{630.29 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} + (2 \text{ m} - 0.4 \text{ m}) - 0.039 \text{ m} = 12.124 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.19]}$$

$$NPSH_r^{BA} = 12.124 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 11.624 \text{ m}$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow UA$; $z \Rightarrow BA$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

$$\Rightarrow v_{sal (UA)} = v_{asp (BA)} = 0.281 \text{ m} / \text{s (se anulan)}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.21]}$$

$$\frac{P^{asp(BA)}}{\rho \cdot g} = \frac{101325 Pa}{630.29 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 2 m - (0.4 m + 0.039 m) = 17.948 m$$

↓

$$P^{asp(BA)} = 101975.0 Pa = 1.095 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta=\beta \Rightarrow CD-1$; $z \Rightarrow BA$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp(BA)} = 0.5 m \text{ (ver Plano N° 5).}$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent(CD-1)} = 5.661 m \text{ (ver Plano N° 5).}$$

$$\Leftrightarrow v_{imp(BA)} = 1.076 m/s$$

$$\Leftrightarrow v_{ent(CD-1)} = 0.714 m/s$$

$$\Leftrightarrow P^{ent(CD-1)} = 2 atm = 202650 Pa$$

$$\Leftrightarrow [AII.6.23] \Rightarrow h_f^{imp(BA)/(CD-1)} = h_f^{total(BA)/(ICA/D-4)} + h_f^{total(ICA/D-4)/(ICA/RD-4)} + h_f^{total(ICA/RD-4)/(ICA/O)} +$$

$$+ \Delta P_{ICA/D-4} + \Delta P_{ICA/RD-4} + \Delta P_{ICA/O} = 5.601 m + 0.381 m + 0.322 m + 0.146 m +$$

$$+ \frac{0.3 \cdot 101325 Pa}{9.81 m/s^2} \left[\frac{1}{\left(\frac{630.29 Kg/m^3 + 620.02 Kg/m^3}{2} \right)} + \frac{1}{\left(\frac{620.02 Kg/m^3 + 616.68 Kg/m^3}{2} \right)} \right] +$$

$$+ \frac{0.01 \cdot 101325 Pa}{\left(\frac{616.68 Kg/m^3 + 553.28 Kg/m^3}{2} \right) \cdot 9.81 m/s^2} = 16.594 m$$

↓ [AII.6.24]

$$\frac{P^{imp(BA)}}{\rho_{imp(BA)} \cdot g} = \frac{202650 Pa}{553.28 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 5.661 m + \frac{(0.714 m/s)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} + 16.594 m -$$

$$- \left(0.5 m + \frac{(1.076 m/s)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} \right) = 59.058 m$$

↓

$$P^{imp(BA)} = 59.058 m \cdot 630.29 kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 = 365167.6 Pa = 3.604 atm$$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\text{útil}} = 59.058 \text{ m} - 17.948 \text{ m} = 41.11 \text{ m}$$

↓ + 20 %

$$H_{\text{útil}} = 1.2 \cdot 41.11 \text{ m} = 49.332 \text{ m}$$

6.2. Tramo CD-1/AE-1

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{290.21 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{8.00 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 36267.62 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.4198 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \text{ Vapor (aire o gas)} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 20 \text{ m} / \text{s} \text{ (velocidad intermedia)}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.4198 \text{ m}^3 / \text{s}}{20 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.163 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.163 \text{ m} = 6.436 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 8.625 \text{ in}^* = 0.219 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 6.425 in y 6.625 in.

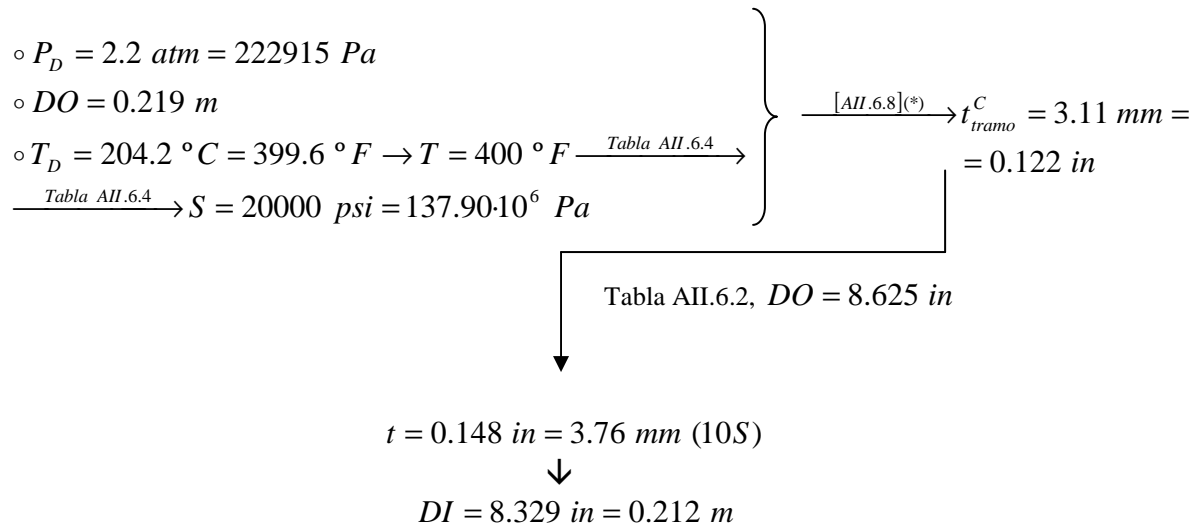
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 8 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.219 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.473 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

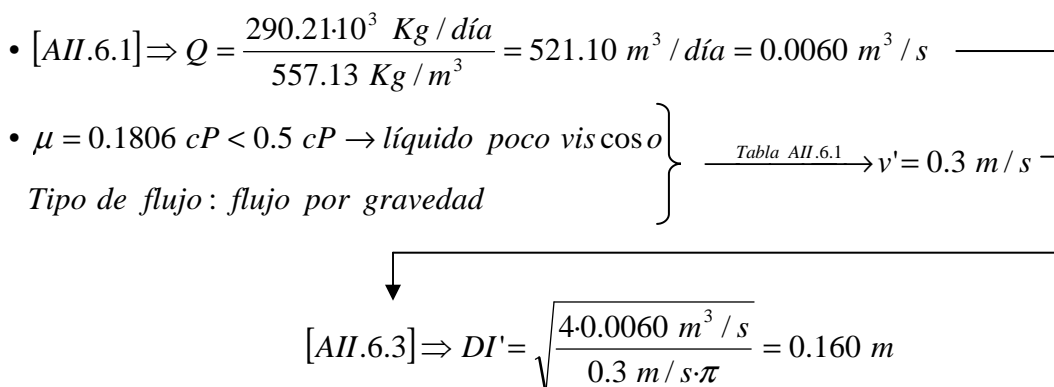


$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$

6.3. Tramo AE-1/ARF-1

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:



2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.160 \text{ m} = 6.299 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 6 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.422 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.168 \text{ m} \\ \circ T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} = 399.2 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{AII.6.8}]^{(*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.06 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 6.625 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 6.357 \text{ in} = 0.161 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.4. Línea de bombeo ARF-1/CD-1

La línea de bombeo $Ln_{BRF-1}^{(ARF-1)/(CD-1)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-1)-(TeARF-1)}, Tr_{(TeARF-1)-(BRF-1)} \text{ y } Tr_{(BRF-1)-(CD-1)}$$

Tramo (ARF-1)/(TeARF-1)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{290.21 \cdot 10^3 \text{ Kg / día}}{557.13 \text{ Kg / m}^3} = 521.10 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0060 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \mu = 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$$

Tipo de flujo : entrada de bomba

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \mu = 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo : entrada de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m / s}$$

Se puede confirmar que los resultados desde la etapa 1 hasta la 4 son completamente coincidentes con los expuestos anteriormente para el tramo AE-1/ARF-1, ya que, además de tratarse del mismo fluido (composición, caudal y propiedades idénticas), la velocidad supuesta en ambos casos a través de las conducciones también lo es, a pesar de que el tipo de flujo sea diferente. Se proseguirá, pues, con los siguientes pasos:

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0060 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.295 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 0.295 \text{ m/s} \cdot 557.13 \text{ Kg/m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 146750.9 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0179$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ARF-1)/(TeARF-1)} = \sum L_{(ARF-1) \rightarrow (TeARF-1)} = 18.689 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0179 \cdot \frac{18.689 \text{ m} \cdot (0.295 \text{ m/s})^2}{0.161 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.009 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 codo, 1 Te y salida de tanque (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_T + 1 \cdot k_{sal\ ARF-1}) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 1 + 1 \cdot 0.55) \frac{(0.295 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.010 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ARF-1)/(TeARF-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total} (ARF-1)/(TeARF-1) = 0.009 \text{ m} + 0.010 \text{ m} = 0.019 \text{ m}$$

Tramo (TeARF-1)/(BRF-1)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{266.92 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{557.13 \text{ Kg/m}^3} = 479.10 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: entrada de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$

$$\downarrow$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.153 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.153 \text{ m} = 6.041 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$$

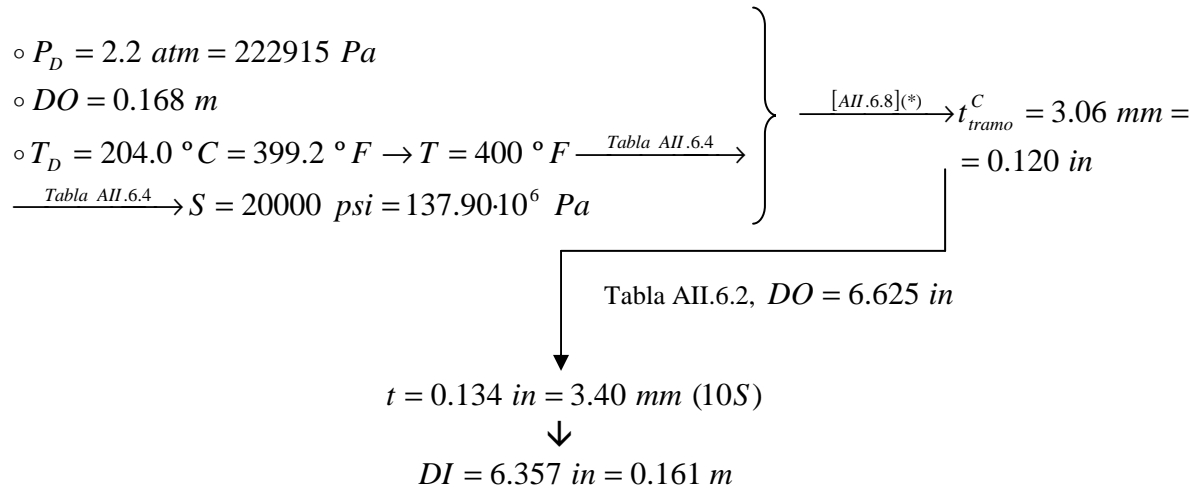
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no\ min\ al} = 6 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

\downarrow [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.422 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0055 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.271 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 0.271 \text{ m/s} \cdot 557.13 \text{ Kg/m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 134974.2 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0181$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeARF-1)/(BRF-1)} = \sum L_{(TeARF-1) \rightarrow (BRF-1)} = 2.600 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0181 \cdot \frac{2.600\ m \cdot (0.271\ m/s)^2}{0.161\ m \cdot 2.9.81\ m/s^2} = 0.001\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent\ BRF-1} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.271\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.271\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} = 0.028\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-1)/(BRF-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (TeARF-1)/(BRF-1)} = 0.001\ m + 0.028\ m = 0.029\ m$$

Tramo (BRF-1)/(CD-1)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{266.92 \cdot 10^3\ Kg/día}{557.13\ Kg/m^3} = 479.10\ m^3/día = 0.0055\ m^3/s$
- $\mu = 0.1806\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de la bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0055\ m^3/s}{1.2\ m/s \cdot \pi}} = 0.077\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.077\ m = 3.020\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 3.5\ in = 0.089\ m$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.0\ ^\circ C \rightarrow T = 250\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 3\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 102\ mm$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.089 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.293 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

◦ $P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$

◦ $DO = 0.089 \text{ m}$

◦ $T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} = 399.2 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F}$ → Tabla AII.6.4

→ Tabla AII.6.4 → $S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

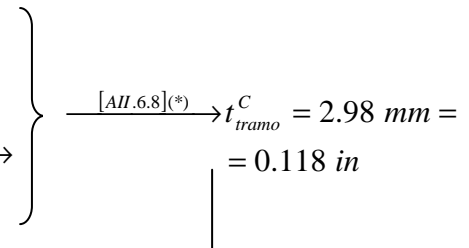


Tabla AII.6.2, $DO = 3.5 \text{ in}$

$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm} (10S)$

↓

$DI = 3.260 \text{ in} = 0.083 \text{ m}$

(*) $\frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$

5. Velocidad del fluido:

[AII.6.9] ⇒ $v = \frac{4 \cdot 0.0055 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.083 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.030 \text{ m/s}$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

[AII.6.12] ⇒ $Re = \frac{0.083 \text{ m} \cdot 1.030 \text{ m/s} \cdot 557.13 \text{ Kg/m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 263199.7 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$

$\epsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\epsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.083 \text{ m}} = 5.54 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$

↓ [AII.6.11]

$4 \cdot f = 0.0186$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

Planos → $L_{(BRF-1)/(CD-1)} = \sum L_{(BRF-1) \rightarrow (CD-1)} = 44.580 \text{ m}$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0186 \cdot \frac{44.580\ m \cdot (1.030\ m/s)^2}{0.083\ m \cdot 2.9.81\ m/s^2} = 0.541\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 8 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$\begin{aligned} h_f^{accesorios} &= \left(8 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent\ CD-1} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal\ BRF-1} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v \right)^2}{2 \cdot g} = \\ &= \left(8 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1 \right) \cdot \frac{(1.030\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.030\ m/s \right)^2}{2.9.81\ m/s^2} = 4.961\ m \end{aligned}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRF-1)/(CD-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (BRF-1)/(CD-1)} = 0.541\ m + 4.961\ m = 5.502\ m$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $L_n^{(ARF-1)/(CD-1)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow$ ARF-1; $z \Rightarrow$ BRF-1), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$\Rightarrow P^{sal\ (ARF-1)}$:

$$H_{liq}^{ARF-1} \approx \frac{V_{\min\ ARF}}{V_{ARF}} \cdot D_{i\ ARF} = 0.829 \cdot 1.3716\ m = 1.137\ m$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (ARF-1)} = 202650 Pa + 557.13 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 \cdot 1.137 m = 208864.2 Pa$$

⇒ $P_v^{sal (ARF-1)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (ARF-1)} = 2 atm = 202650 Pa$$

⇒ $Z^{sal (ARF-1)} = 3 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $Z^{asp (BRF-1)} = 0.4 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $h_f^{asp (ARF-1)/(BRF-1)} = h_f^{total (ARF-1)/(TeARF-1)} + h_f^{total (TeARF-1)/(BRF-1)} = 0.019 m + 0.029 m = 0.049 m$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRF-1} = \frac{208864.2 Pa - 202650 Pa}{557.13 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + (3 m - 0.4 m) - 0.049 m = 3.689 m$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRF-1} = 3.689 m - 0.5 m = 3.189 m$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-1$; $z \Rightarrow BRF-1$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

⇒ $v_{sal (ARF-1)} = 0.295 m/s$

⇒ $v_{asp (BRF-1)} = 0.271 m/s$

↓ [AII.6.21]

$$\frac{P^{asp (BRF-1)}}{\rho \cdot g} = \frac{208864.2 Pa}{557.13 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 3 m + \frac{(0.295 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} - \left(0.4 m + \frac{(0.271 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} + 0.049 m \right) = 40.768 m$$

↓

$$P^{asp (BRF-1)} = 222813.4 Pa = 2.199 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta=\beta \Rightarrow CD-1$; $z \Rightarrow BRF-1$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Rightarrow Z^{imp (BRF-1)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N° 5).}$$

$$\Rightarrow Z^{ent (CD-1)} = 18.862 \text{ m (ver Plano N° 5).}$$

$$\Rightarrow v_{imp (BRF-1)} = v_{ent (CD-1)} = 1.030 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Rightarrow P^{ent (CD-1)} = 2 \text{ atm} = 202650 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow h_f^{imp (BRF-1)/(CD-1)} = h_f^{total (BRF-1)/(CD-1)} = 5.502 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.24]}$$

$$\frac{P^{imp (BRF-1)}}{\rho_{imp (BRF-1)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{557.13 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 18.862 \text{ m} + 5.502 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 60.942 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRF-1)} = 60.942 \text{ m} \cdot 557.13 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 333074.1 \text{ Pa} = 3.287 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{útil}$)

$$\text{[AII.6.25]} \Rightarrow H_{útil} = 60.942 \text{ m} - 40.768 \text{ m} = 20.174 \text{ m}$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{útil} = 1.2 \cdot 20.174 \text{ m} = 24.209 \text{ m}$$

6.5. Línea de bombeo ARF-1/DAD-1

La línea de bombeo $Ln_{BD-1}^{(ARF-1)/(DAD-1)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-1)-(TeARF-1)}, Tr_{(TeARF-1)-(Re dD-1)}, Tr_{(Re dD-1)-(BD-1)}, Tr_{(BD-1)-(ICW / D-1)} \text{ y } Tr_{(ICW / D-1)-(DAD-1)}$$

Tramo (ARF-1)/(TeARF-1)

Este tramo ya ha sido analizado en el apartado 6.4; vuelve a aparecer porque es un tramo de aspiración común a las bombas BRF-1 y BD-1.

Tramo (TeARF-1)/(RedD-1)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q &= \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{557.13 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 41.82 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \bullet \mu &= 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} & \left. \vphantom{\mu} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m} / \text{s} \end{aligned}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.045 \text{ m}$$

La bifurcación del tramo (ARF-1)/(TeARF-1) da lugar a dos tramos (TeARF-1/BRF-1 y TeARF-1/RedD-1) que, inicialmente, presentan las dimensiones del tramo mayor; en este caso, sin duda alguna, dicho tramo es TeARF-1/BRF-1. Por consiguiente, el tramo TeARF-1/RedD-1 viene caracterizado por:

$$DO = 6.625 \text{ in} = 0.168 \text{ m}$$

$$t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

$$D_{\text{aisl}} = 0.422 \text{ m}$$

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm} (10S)$$

$$DI = 6.357 \text{ in} = 0.161 \text{ m}$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.024 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 0.024 \text{ m} / \text{s} \cdot 557.13 \text{ Kg} / \text{m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 11776.7 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.11]}$$

$$4 \cdot f = 0.0287$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(TeARF-1)/(Re dD-1)} = \sum L_{(TeARF-1) \rightarrow (Re dD-1)} = 0.4 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0287 \cdot \frac{0.4 \text{ m}}{0.161 \text{ m}} \cdot \frac{(0.024 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \approx 0.000 \text{ m}$$

Pérdidas menores

La pérdida de carga asociada a la reducción gradual la se calculará en el siguiente tramo, ya que es necesario disponer de su diámetro.

Finalmente, se obtiene que la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-1)/(RedD-1) es despreciable:

$$h_f^{total}{}_{(TeARF-1)/(RedD-1)} = 0.000 \text{ m}$$

Tramo (RedD-1)/(BD-1)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet \text{ [AII.6.1]} \Rightarrow Q = \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{557.13 \text{ Kg/m}^3} = 41.82 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\bullet \left. \begin{array}{l} \mu = 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$$

$$\text{[AII.6.3]} \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.045 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.045 \text{ m} = 1.784 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.357 \text{ in}^* = 0.060 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 1.784 in y 1.900 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.0 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ } ^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 2 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 102 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.060 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.264 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.060 \text{ m} \\ \circ T_D = 204.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 399.2 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8] (*)}} t_{\text{tramo}}^C = 2.96 \text{ mm} = 0.116 \text{ in}$$

$$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Tabla AII.6.2, $DO = 2.357 \text{ in}$

$$t = 0.154 \text{ in} = 3.91 \text{ mm (40ST)}$$

↓

$$DI = 2.067 \text{ in} = 0.053 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.053 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.224 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.053 \text{ m} \cdot 0.224 \text{ m/s} \cdot 557.13 \text{ Kg/m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 36219.0 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.053 \text{ m}} = 8.76 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.11]}$$

$$4 \cdot f = 0.0243$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(\text{RedD-1})/(\text{BD-1})} = \sum L_{(\text{RedD-1}) \rightarrow (\text{BD-1})} = 1.997 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0243 \cdot \frac{1.997 \text{ m} \cdot (0.224 \text{ m/s})^2}{0.053 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 reducción gradual ([AII.6.14]), 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$\begin{aligned} h_f^{\text{accesorios}} &= 1 \cdot k_{\text{Redg}} \cdot \frac{v_{(\text{TeARF-1})/(\text{RedD-1})}^2}{2 \cdot g} + (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{\text{ent BRF-1}} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = \\ &= 1 \cdot \frac{0.8 \cdot \text{sen}(30^\circ/2) \cdot [1 - (0.053 \text{ m}/0.161 \text{ m})^2]}{(0.053 \text{ m}/0.161 \text{ m})^4} \cdot \frac{(0.024 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.224 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + \\ &+ 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.224 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.020 \text{ m} \end{aligned}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (RedD-1)/(BD-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{\text{total}}_{(\text{RedD-1})/(\text{BD-1})} = 0.002 \text{ m} + 0.020 \text{ m} = 0.022 \text{ m}$$

Tramo (BD-1)/(ICW/D-1)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] ⇒ $Q = \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{557.13 \text{ Kg/m}^3} = 41.82 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1806 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: salida de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.023 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.023 \text{ m} = 0.892 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 1.315 \text{ in}^* = 0.033 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 0.892 in y 1.050 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 1 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 89 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.033 \text{ m} + 2 \cdot 0.089 \text{ m} = 0.211 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.033 \text{ m} \\ \circ T_D = 204.0 \text{ }^\circ\text{C} = 399.2 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8]^{(*)}} t_{\text{tramo}}^C = 2.93 \text{ mm} = 0.115 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 1.315 in

$$t = 0.133 \text{ in} = 3.38 \text{ mm (40ST)}$$

↓

$$DI = 1.049 \text{ in} = 0.027 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0005 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.027 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.868 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.027 \text{ m} \cdot 0.868 \text{ m/s} \cdot 557.13 \text{ Kg/m}^3}{0.1806 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 71367.6 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.027 \text{ m}} = 17.04 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0248$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(BD-1)/(ICW/D-1)} = \sum L_{(BD-1) \rightarrow (ICW/D-1)} = 13.119 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0248 \cdot \frac{13.119 \text{ m} \cdot (0.868 \text{ m/s})^2}{0.027 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.470 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 6 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(6 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICW/D-1}} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BD-1}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v \right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (6 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.868 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 0.868 \text{ m/s} \right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 3.465 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BD-1)/(ICW/D-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total}{}_{(BD-1)/(ICW/D-1)} = 0.470 \text{ m} + 3.465 \text{ m} = 3.935 \text{ m}$$

Tramo (ICW/D-1)/(DAD-1)

1. Diámetro interior aproximado:

$[AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{23.29 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{712.22 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 32.71 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0004 \text{ m}^3 / \text{s}$
 $\mu = 0.6921 \text{ cP} > 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido viscoso}$
 Tipo de flujo : salida de bomba

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.6 \text{ m} / \text{s}$

$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0004 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.6 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.028 \text{ m}$

2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.028 \text{ m} = 1.116 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 1.660 \text{ in}^* = 0.042 \text{ m}$

* Dada la proximidad entre 1.116 in y 1.315 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$T_D = 42.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
 $D_{no \text{ min al}} = 1 \text{ in}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 38 \text{ mm}$ (medida de seguridad; su uso no es obligatorio para $T \leq 60 \text{ }^\circ\text{C}$)

↓ [AII.6.4]

$D_{aisl} = 0.042 \text{ m} + 2 \cdot 0.038 \text{ m} = 0.118 \text{ m}$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$
 $DO = 0.042 \text{ m}$
 $T_D = 42.0 \text{ }^\circ\text{C} = 107.6 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{F}$
 $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$\xrightarrow{[AII.6.8]^{(*)}} t_{tramo}^C = 2.94 \text{ mm} = 0.116 \text{ in}$

Tabla AII.6.2, $DO = 1.660 \text{ in}$

$t = 0.140 \text{ in} = 3.56 \text{ mm}$ (40ST)

$DI = 1.380 \text{ in} = 0.035 \text{ m}$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{l}} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0004 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.035 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.392 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.035 \text{ m} \cdot 0.392 \text{ m/s} \cdot 712.22 \text{ Kg/m}^3}{0.6921 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 14151.6 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.035 \text{ m}} = 13.14 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0296$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICW/D-1)/(DAD-1)} = \sum L_{(ICW/D-1) \rightarrow (DAD-1)} = 62.725 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0296 \cdot \frac{62.725 \text{ m}}{0.035 \text{ m}} \cdot \frac{(0.392 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.416 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 10 codos, salida de intercambiador y entrada en depósito (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (10 \cdot k_C + 1 \cdot k_{sal \text{ ICW/D-1}} + 1 \cdot k_{ent \text{ DAD-1}}) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (10 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.392 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.071 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICW/D-1)/(DAD-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f (ICW / D-1)/(DAD-1)}^{total} = 0.416 \text{ m} + 0.071 \text{ m} = 0.487 \text{ m}$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BD-1}^{(ARF-1)/(DAD-1)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow ARF-1$; $z \Rightarrow BD-1$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$$\Leftrightarrow Z^{asp (BD-1)} = 0.4 \text{ m} \text{ (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow h_{f (ARF-1)/(BD-1)}^{asp} = h_{f (ARF-1)/(TeARF-1)}^{total} + h_{f (TeARF-1)/(Re dD-1)}^{total} + h_{f (Re dD-1)/(BD-1)}^{total} = 0.019 \text{ m} + 0.000 \text{ m} + 0.022 \text{ m} = 0.041 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.16]}$$

$$NPSH_d^{BRF-1} = \frac{208864.2 \text{ Pa} - 202650 \text{ Pa}}{557.13 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} + (3 \text{ m} - 0.4 \text{ m}) - 0.041 \text{ m} = 3.696 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.19]}$$

$$NPSH_r^{BA} = 3.696 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 3.196 \text{ m}$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-1$; $z \Rightarrow BD-1$), a través de la cual se calculará la P^{asp}:

$$\Leftrightarrow v_{asp (BD-1)} = 0.224 \text{ m} / \text{s}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.21]}$$

$$\frac{P^{asp (BD-1)}}{\rho \cdot g} = \frac{208864.2 \text{ Pa}}{557.13 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 3 \text{ m} + \frac{(0.295 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} - \left(0.4 \text{ m} + \frac{(0.224 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.041 \text{ m} \right) = 40.776 \text{ m}$$

↓

$$P^{asp (BD-1)} = 222859.4 \text{ Pa} = 2.199 \text{ atm}$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

En este epígrafe se quiere determinar la presión de descarga necesaria de la bomba para que el líquido impulsado llegue al enfriador a una presión igual o superior a 2 atm; dicha presión será suficiente, teniendo en cuenta el recorrido posterior del fluido, para que éste sea transportado hasta el depósito de almacenamiento sin problema alguno. Así, se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta \Rightarrow ICW/D-1$; $z \Rightarrow BD-1$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp (BD-1)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent (ICW / D-1)} = 1.020 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Leftrightarrow v_{imp (BD-1)} = v_{ent (ICW / D-1)} = 0.868 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Leftrightarrow P^{ent (ICW / D-1)} = 202650 \text{ Pa} = 2 \text{ atm}$$

$$\Leftrightarrow h_f^{imp (BD-1)/(ICW / D-1)} = h_f^{total (BD-1)/(ICW / D-1)} = 3.935 \text{ m}$$

↓ [AII.6.24]

$$\frac{P^{imp (BRF-1)}}{\rho_{imp (BRF-1)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{557.13 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 1.020 \text{ m} + 3.935 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 41.534 \text{ m}$$

↓

$$P^{imp (BD-1)} = 41.534 \text{ m} \cdot 557.13 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 226998.9 \text{ Pa} = 2.240 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{\acute{u}til}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\acute{u}til} = 41.534 \text{ m} - 40.776 \text{ m} = 0.757 \text{ m}$$

↓ + 20 %

$$H_{\acute{u}til} = 1.2 \cdot 0.757 \text{ m} = 0.909 \text{ m}$$

6.6. Tramo CD-1/C-1

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{1509.69 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{551.48 \text{ Kg/m}^3} = 2737.52 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0317 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\bullet \mu = 0.1855 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$$

Tipo de flujo: flujo por gravedad

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \mu = 0.1855 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: flujo por gravedad} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0317 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.367 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.367 \text{ m} = 14.437 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 16 \text{ in} = 0.406 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 240.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min al}} = 16 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

$$\downarrow [AII.6.4]$$

$$D_{aisl} = 0.406 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.660 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.406 \text{ m} \\ \circ T_D = 240.4 \text{ }^\circ\text{C} = 464.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.30 \text{ mm} = 0.130 \text{ in}$$

$$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\downarrow \text{Tabla AII.6.2, } DO = 16 \text{ in}$$

$$t = 0.165 \text{ in} = 4.19 \text{ mm} \text{ (5S)}$$

↓

$$DI = 15.670 \text{ in} = 0.398 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.7. Tramo C-1/CD-1

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{332.98 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{8.49 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 39235.91 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.4541 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \text{ Vapor (aire o gas)} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 20 \text{ m} / \text{s} \text{ (velocidad intermedia)}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.4541 \text{ m}^3 / \text{s}}{20 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.170 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.170 \text{ m} = 6.694 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 8.625 \text{ in} = 0.219 \text{ m}$$

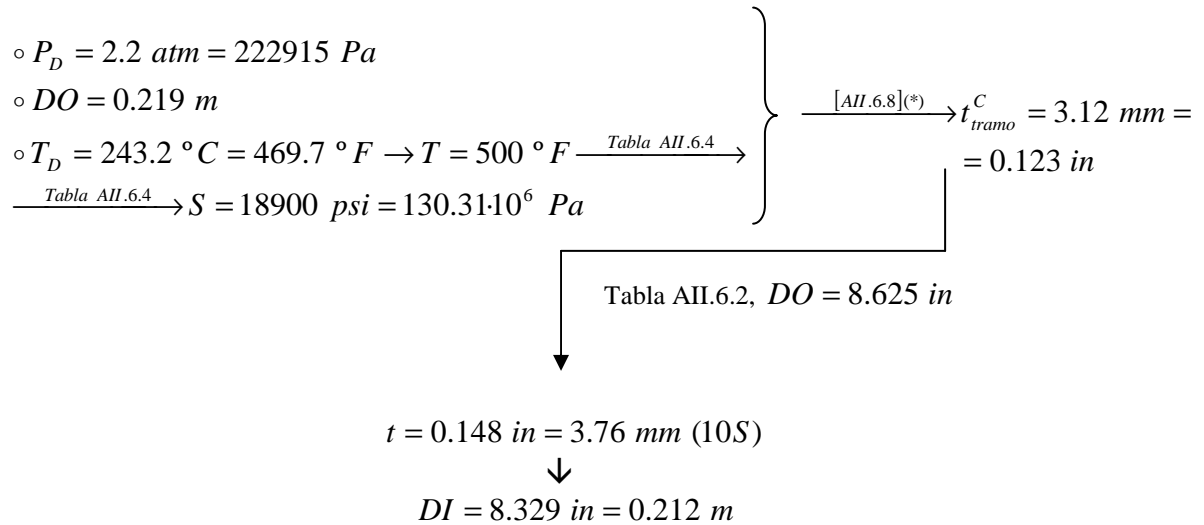
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 8 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.219 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.473 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



(*) $\frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$

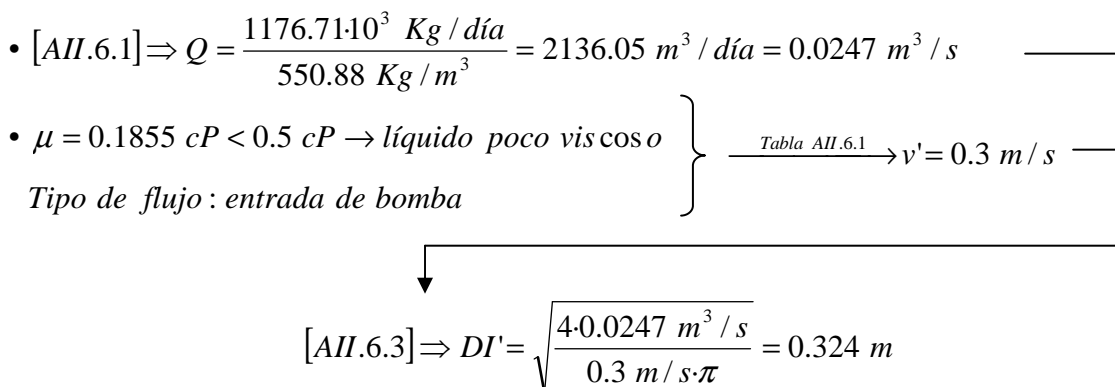
6.8. Línea de bombeo C-1/CD-2

La línea de bombeo $Ln_{BRD-12}^{(C-1)/(CD-2)}$ se compone de los siguientes tramos:

$Tr_{(C-1)-(TeRD-1)}$, $Tr_{(TeRD-1)-(BRD-12)}$ y $Tr_{(BRD-12)-(CD-2)}$.

Tramo (C-1)/(TeRD-1)

1. Diámetro interior aproximado:



2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.324 \text{ m} = 12.753 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 14 \text{ in} = 0.356 \text{ m}$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 243.2 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ } ^\circ\text{C} \\ D_{no\ min\ al} = 14 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.356 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.610 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.356 \text{ m} \\ \circ T_D = 243.2 \text{ } ^\circ\text{C} = 469.7 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.25 \text{ mm} = 0.128 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 14 in

$$t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 13.688 \text{ in} = 0.348 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0247 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.348 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.260 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.348 \text{ m} \cdot 0.260 \text{ m/s} \cdot 550.88 \text{ Kg/m}^3}{0.1855 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 268924.9 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.348 \text{ m}} = 1.32 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0156$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(C-1)/(TeRD-1)} = \sum L_{(C-1) \rightarrow (TeRD-1)} = 11.176 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0156 \cdot \frac{11.176 \text{ m} \cdot (0.260 \text{ m/s})^2}{0.348 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.002 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 2 codos, 1 placa de orificio, 1 Te y salida de calderín (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (2 \cdot k_C + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_T + 1 \cdot k_{sal \ C-1}) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (2 \cdot 0.75 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 1 + 1 \cdot 0.55) \cdot \frac{(0.260 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.035 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (C-1)/(TeRD-1) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f \ (C-1)/(TeRD-1)}^{total} = 0.002 \text{ m} + 0.035 \text{ m} = 0.036 \text{ m}$$

Tramo (TeRD-1)/(BRD-12)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{588.35 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{550.88 \text{ Kg/m}^3} = 1068.03 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s} \\ & \bullet \mu = 0.1855 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{588.35 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{550.88 \text{ Kg/m}^3} = 1068.03 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s} \\ & \bullet \mu = 0.1855 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{aligned}} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.229 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.229 \text{ m} = 9.018 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 10.75 \text{ in} = 0.273 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 10 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.273 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.527 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.273 \text{ m} \\ \circ T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} = 469.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8] (*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.17 \text{ mm} = 0.125 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 10.75 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 10.482 \text{ in} = 0.266 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.266 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.222 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.266 \text{ m} \cdot 0.222 \text{ m/s} \cdot 550.88 \text{ Kg/m}^3}{0.1855 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 175588.8 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.266 \text{ m}} = 1.73 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0168$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeRD-1)/(BRD-12)} = \sum L_{(TeRD-1) \rightarrow (BRD-12)} = 3.067 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0168 \cdot \frac{3.067 \text{ m} \cdot (0.222 \text{ m/s})^2}{0.266 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.000 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent \text{ BRD-12}} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.222 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.222 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.019 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (TeRD-1)/(BRD-12) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total (TeRD-1)/(BRD-12)} = 0.000 \text{ m} + 0.019 \text{ m} = 0.019 \text{ m}$$

Tramo (BRD-12)/(CD-2)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] ⇒ $Q = \frac{588.35 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{550.88 \text{ Kg/m}^3} = 1068.03 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0124 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1855 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: salida de la bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.115 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.115 \text{ m} = 4.509 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 5.563 \text{ in} = 0.141 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min al}} = 5 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.141 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.395 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.141 \text{ m} \\ \circ T_D = 243.2 \text{ }^\circ\text{C} = 469.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.04 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 5.563 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 5.295 \text{ in} = 0.134 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0124 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.134 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.870 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.134 \text{ m} \cdot 0.870 \text{ m/s} \cdot 550.88 \text{ Kg/m}^3}{0.1855 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 347596.3 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.134 \text{ m}} = 3.43 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0169$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(BRD-12)/(CD-2)} = \sum L_{(BRD-12) \rightarrow (CD-2)} = 54.646 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0169 \cdot \frac{54.646 \text{ m} \cdot (0.870 \text{ m/s})^2}{0.134 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.265 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 7 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (7 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent \text{ CD-2}}) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BRD-12}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (7 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.870 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 0.870 \text{ m/s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 3.511 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRD-12)/(CD-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total}{}_{(BRD-12)/(CD-2)} = 0.265 \text{ m} + 3.511 \text{ m} = 3.776 \text{ m}$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BRD-12}^{(C-1)/(CD-2)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible ($NPSH_d$), presión de succión y de descarga y carga o altura útil ($H_{\text{útil}}$) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible ($NPSH_d$)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow C-1$; $z \Rightarrow BRD-12$), a través de la cual se calculará el $NPSH_d$:

$\Rightarrow P^{sal (C-1)}$:

$$H_{\text{liq}}^{C-1} \approx D_{c(i) \text{ inf } C-1} = 0.337 \text{ m}$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (C-1)} = 202650 \text{ Pa} + 550.88 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0.337 \text{ m} = 204468.8 \text{ Pa}$$

$\Rightarrow P_v^{sal (C-1)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (C-1)} = 2 \text{ atm} = 202650 \text{ Pa}$$

$\Rightarrow Z^{sal (C-1)} = 1.5 \text{ m}$ (ver Plano N° 5).

$\Rightarrow Z^{asp (BRD-12)} = 0.4 \text{ m}$ (ver Plano N° 5).

$$\Rightarrow h_f^{asp (C-1)/(BRD-12)} = h_f^{total (C-1)/(TeRD-1)} + h_f^{total (TeRD-1)/(BRD-12)} = 0.036 \text{ m} + 0.019 \text{ m} = 0.056 \text{ m}$$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRD-12} = \frac{204468.8 \text{ Pa} - 202650 \text{ Pa}}{550.88 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} + (1.5 \text{ m} - 0.4 \text{ m}) - 0.056 \text{ m} = 1.381 \text{ m}$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRD-12} = 1.381 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 0.881 \text{ m}$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow C-1$; $z \Rightarrow BRD-12$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

$$\Rightarrow v_{sal (C-1)} = 0.260 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{asp (BRD-12)} = 0.222 \text{ m/s}$$

$$\Downarrow [AII.6.21]$$

$$\frac{P^{asp (BRD-12)}}{\rho \cdot g} = \frac{204468.8 \text{ Pa}}{550.88 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 1.5 \text{ m} + \frac{(0.260 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} - \left(0.4 \text{ m} + \frac{(0.222 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.056 \text{ m} \right) = 38.881 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{asp (BRD-12)} = 210116.6 \text{ Pa} = 2.074 \text{ atm}$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta = \beta \Rightarrow CD-2$; $z \Rightarrow BRD-12$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Rightarrow Z^{imp (BRD-12)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Rightarrow Z^{ent (CD-2)} = 18.354 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Rightarrow v_{imp (BRD-12)} = v_{ent (CD-2)} = 0.870 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Rightarrow P^{ent (CD-2)} = 2 \text{ atm} = 202650 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow h_f^{imp (BRD-12)/(CD-2)} = h_f^{total (BRD-12)/(CD-2)} = 3.776 \text{ m}$$

$$\Downarrow [AII.6.24]$$

$$\frac{P^{imp (BRD-12)}}{\rho_{imp (BRD-12)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{550.88 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 18.354 \text{ m} + 3.776 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 59.129 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRD-12)} = 59.129 \text{ m} \cdot 550.88 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 319538.3 \text{ Pa} = 3.154 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\text{útil}} = 59.129 \text{ m} - 38.881 \text{ m} = 20.248 \text{ m}$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{\text{útil}} = 1.2 \cdot 20.248 \text{ m} = 24.297 \text{ m}$$

6.9. Línea de bombeo C-1/CD-3

La línea de bombeo $Ln_{BRD-13}^{(C-1)/(CD-3)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(C-1)-(TeRD-1)}, Tr_{(TeRD-1)-(BRD-13)} \text{ y } Tr_{(BRD-13)-(CD-3)}.$$

Todo lo expuesto en el apartado anterior referente a los tramos $Tr_{(C-1)-(TeRD-1)}$ y $Tr_{(TeRD-1)-(BRD-12)}$ es totalmente extrapolable a los tramos $Tr_{(C-1)-(TeRD-1)}$ y $Tr_{(TeRD-1)-(BRD-13)}$, respectivamente, ya que transportan el residuo de la columna Decano en las mismas condiciones y mediante un recorrido equivalente. Idéntica similitud se presenta entre los tramos $Tr_{(BRD-12)-(CD-2)}$ y $Tr_{(BRD-13)-(CD-3)}$, con la única excepción de que la longitud de las conducciones varía de uno a otro y, consecuentemente, la pérdida de carga total. Si se tiene en cuenta esta modificación en las expresiones empleadas en el tramo $Tr_{(BRD-12)-(CD-2)}$:

$$Planos \rightarrow L_{(BRD-13)/(CD-3)} = \sum L_{(BRD-13) \rightarrow (CD-3)} = 74.701 \text{ m}$$

$$\downarrow$$

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0169 \cdot \frac{74.701 \text{ m}}{0.134 \text{ m}} \cdot \frac{(0.870 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.362 \text{ m}$$

$$\downarrow$$

$$h_f^{\text{total}}_{(BRD-13)/(CD-3)} = 0.362 \text{ m} + 3.511 \text{ m} = 3.873 \text{ m}$$

Según lo dicho, se puede deducir que los valores de NPSH y presión de aspiración de la bomba BRD-12 son coincidentes con los de la bomba BRD-13, mientras que los correspondientes a la presión de descarga y la altura útil diferirán entre éstas en el grado en que lo hagan las pérdidas de carga. Así, considerando el valor de

$h_f^{\text{total}}_{(BRD-13)/(CD-3)}$, resulta:

$$\frac{P^{imp (BRD-13)}}{\rho_{imp (BRD-13)} \cdot g} = \frac{202650 Pa}{550.88 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 18.354 m + 3.873 m - 0.5 m = 59.226 m$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRD-13)} = 59.226 m \cdot 550.88 kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 = 320063.5 Pa = 3.159 atm$$

$$\Downarrow$$

$$H_{\acute{u}til} = 59.226 m - 38.881 m = 20.345 m$$

$$\Downarrow + 20 \%$$

$$H_{\acute{u}til} = 1.2 \cdot 20.345 m = 24.414 m$$

6.10. Tramo CD-2/AE-2 (Tramo CD-3/AE-3)

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{1343.57 \cdot 10^3 Kg/día}{8.65 Kg/m^3} = 155273.78 m^3/día = 1.7972 m^3/s$
- Vapor (aire o gas) $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 20 m/s$ (velocidad intermedia)

$$\Downarrow$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.7972 m^3/s}{20 m/s \cdot \pi}} = 0.338 m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.338 m = 13.317 in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 14 in = 0.356 m$$

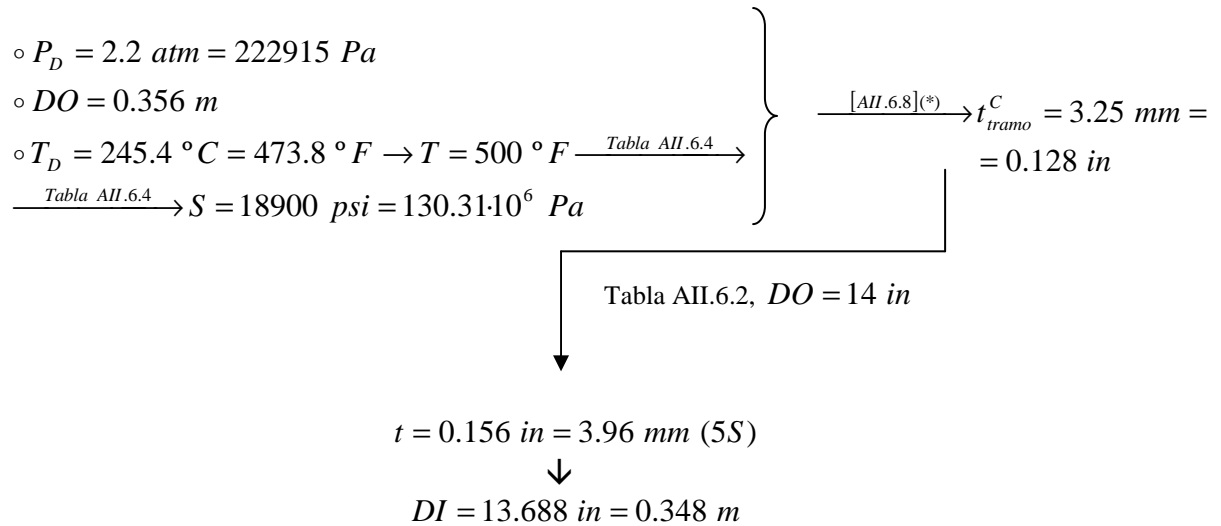
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 245.4 \text{ }^\circ C \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ C \\ D_{no \text{ min } al} = 14 in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 mm$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.356 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.610 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

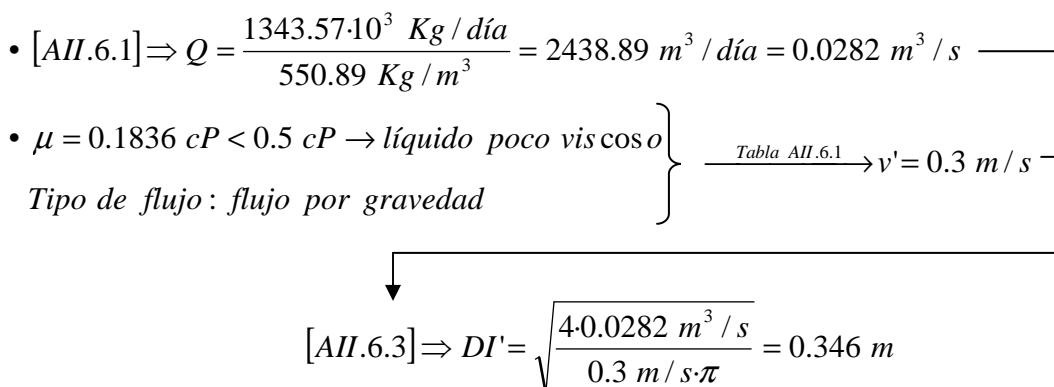


$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.11. Tramo AE-2/ARF-2 (Tramo AE-3/ARF-3)

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:



2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.346 \text{ m} = 13.627 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 14 \text{ in} = 0.356 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 14 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.356 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.610 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.356 \text{ m} \\ \circ T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} = 459.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8](*)}} t_{tramo}^C = 3.25 \text{ mm} = 0.128 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 14 in

$$t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 13.688 \text{ in} = 0.348 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.12. Línea de bombeo ARF-2/CD-2 o ARF-3/CD-3

La línea de bombeo $Ln_{BRF-2}^{(ARF-2)/(CD-2)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-2)-(TeARF-2)}, Tr_{(TeARF-2)-(BRF-2)} \text{ y } Tr_{(BRF-2)-(CD-2)}.$$

Tramo (ARF-2)/(TeARF-2) o (ARF-3)/(TeARF-3)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{1343.57 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{550.89 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 2438.89 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0282 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\left. \begin{array}{l} \bullet \mu = 0.1836 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$$

Se puede confirmar que los resultados desde la etapa 1 hasta la 4 son completamente coincidentes con los expuestos anteriormente para el tramo AE-2/ARF-2, ya que, además de tratarse del mismo fluido (composición, caudal y propiedades idénticas), la velocidad supuesta en ambos casos a través de las conducciones también lo es, a pesar de que el tipo de flujo sea diferente. Se proseguirá, pues, con los siguientes pasos:

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0282 \text{ m}^3/\text{s}}{(0.348 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.297 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.348 \text{ m} \cdot 0.297 \text{ m/s} \cdot 550.89 \text{ Kg/m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 310140.0 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.348 \text{ m}} = 1.32 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0153$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ARF-2)/(TeARF-2)} = \sum L_{(ARF-2) \rightarrow (TeARF-2)} = 20.208 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0153 \cdot \frac{20.208 \text{ m} \cdot (0.297 \text{ m/s})^2}{0.348 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.004 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 3 codos, 1 Te y salida de tanque (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (3 \cdot k_C + 1 \cdot k_T + 1 \cdot k_{sal\ ARF-2}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (3 \cdot 0.75 + 1 \cdot 1 + 1 \cdot 0.55) \cdot \frac{(0.297\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.017\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ARF-2)/(TeARF-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f\ (ARF-2)/(TeARF-2)}^{total} = 0.004\ m + 0.017\ m = 0.021\ m$$

Tramo (TeARF-2)/(BRF-2) o (TeARF-3)/(BRF-3)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{860.40 \cdot 10^3\ Kg/día}{550.89\ Kg/m^3} = 1561.82\ m^3/día = 0.0181\ m^3/s$
- $\mu = 0.1836\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: entrada de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0181\ m^3/s}{0.3\ m/s \cdot \pi}} = 0.277\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.277\ m = 10.905\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 12.75\ in = 0.324\ m$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 237.6\ ^\circ C \rightarrow T = 250\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 12\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127\ mm$$

\downarrow [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.324\ m + 2 \cdot 0.127\ m = 0.578\ m$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\begin{array}{l}
 \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\
 \circ DO = 0.324 \text{ m} \\
 \circ T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} = 459.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\
 \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \circ P_D \\ \circ DO \\ \circ T_D \end{array}} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8](*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.22 \text{ mm} = 0.127 \text{ in}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Tabla AII.6.2, } DO = 12.75 \text{ in} \\
 t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm (5S)} \\
 \downarrow \\
 DI = 12.438 \text{ in} = 0.316 \text{ m}
 \end{array}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$\text{[AII.6.9]} \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0181 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.316 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.231 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$\text{[AII.6.12]} \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.316 \text{ m} \cdot 0.231 \text{ m/s} \cdot 550.89 \text{ Kg/m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 218567.3 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.316 \text{ m}} = 1.46 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0161$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeARF-2)/(BRF-2)} = \sum L_{(TeARF-2) \rightarrow (BRF-2)} = 2.600 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0161 \cdot \frac{2.600\ m \cdot (0.231\ m/s)^2}{0.316\ m \cdot 2.9.81\ m/s^2} = 0.000\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent\ BRF-2} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.231\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.231\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} = 0.020\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-2)/(BRF-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (TeARF-2)/(BRF-2)} = 0.000\ m + 0.020\ m = 0.021\ m$$

Tramo (BRF-2)/(CD-2) o (BRF-3)/(CD-3)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{860.40 \cdot 10^3\ Kg/día}{550.89\ Kg/m^3} = 1561.82\ m^3/día = 0.0181\ m^3/s$
- $\mu = 0.1836\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo : salida de la bomba

} $\xrightarrow{Tabla\ AII.6.1} v' = 1.2\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0181\ m^3/s}{1.2\ m/s \cdot \pi}} = 0.138\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.138\ m = 5.452\ in \xrightarrow{Tabla\ AII.6.2} DO = 6.625\ in^* = 0.168\ m$$

* Dada la proximidad entre 5.452 in y 5.563 in.

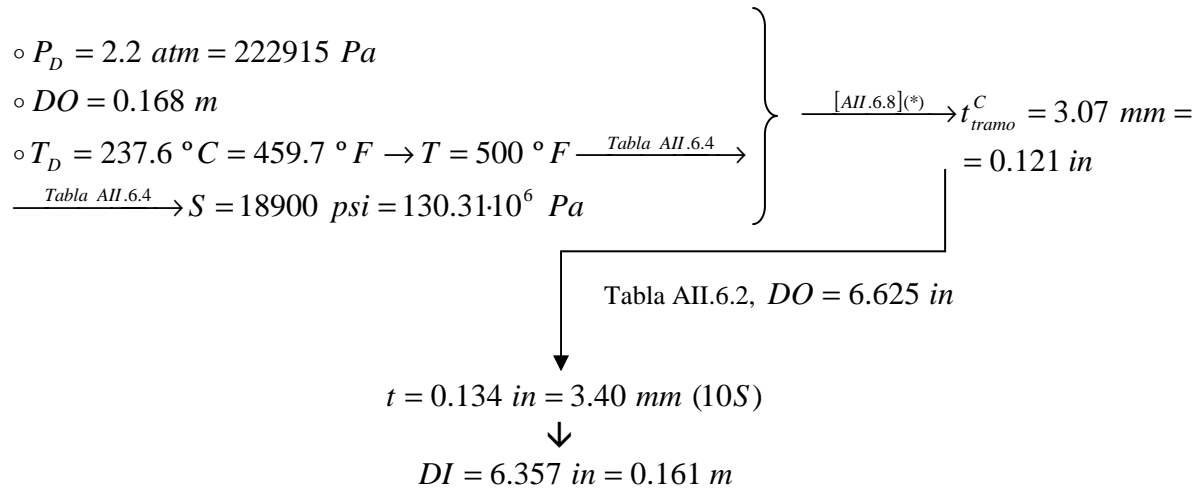
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 237.6\ ^\circ C \rightarrow T = 250\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 6\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{Tabla\ AII.6.3} t_{aisl} = 127\ mm$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.168 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.422 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0181 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.161 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.883 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.161 \text{ m} \cdot 0.883 \text{ m/s} \cdot 550.89 \text{ Kg/m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 427645.1 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.161 \text{ m}} = 2.86 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0162$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BRF-2)/(CD-2)} = \sum L_{(BRF-2) \rightarrow (CD-2)} = 58.267 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0162 \cdot \frac{58.267\ m}{0.161\ m} \cdot \frac{(0.883\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.232\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 6 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(6 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent\ CD-2}\right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal\ BRF-2} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= \left(6 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1\right) \cdot \frac{(0.883\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 0.883\ m/s\right)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 3.584\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRF-2)/(CD-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (BRF-2)/(CD-2)} = 0.232\ m + 3.584\ m = 3.816\ m$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $L_n^{(ARF-2)/(CD-2)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow$ ARF-2; $z \Rightarrow$ BRF-2), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$\Rightarrow P^{sal\ (ARF-2)}$:

$$H_{líq}^{ARF-2} \approx \frac{V_{\min\ ARF}}{V_{ARF}} \cdot D_{i\ ARF} = 0.842 \cdot 2.1336\ m = 1.796\ m$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (ARF-2)} = 202650 Pa + 550.89 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 \cdot 1.796 m = 212359.3 Pa$$

⇒ $P_v^{sal (ARF-2)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (ARF-2)} = 2 atm = 202650 Pa$$

⇒ $Z^{sal (ARF-2)} = 3 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $Z^{asp (BRF-2)} = 0.4 m$ (ver Plano N° 5).

⇒

$$h_f^{asp (ARF-2)/(BRF-2)} = h_f^{total (ARF-2)/(TeARF-2)} + h_f^{total (TeARF-2)/(BRF-2)} = 0.021 m + 0.021 m = 0.042 m$$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRF-2} = \frac{212359.3 Pa - 202650 Pa}{550.89 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + (3 m - 0.4 m) - 0.042 m = 4.355 m$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRF-2} = 4.355 m - 0.5 m = 3.855 m$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-2$; $z \Rightarrow BRF-2$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

⇒ $v_{sal (ARF-2)} = 0.297 m/s$

⇒ $v_{asp (BRF-2)} = 0.231 m/s$

↓ [AII.6.21]

$$\frac{P^{asp (BRF-2)}}{\rho \cdot g} = \frac{212359.3 Pa}{550.89 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 3 m + \frac{(0.297 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} - \left(0.4 m + \frac{(0.231 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} + 0.042 m \right) = 41.855 m$$

↓

$$P^{asp (BRF-2)} = 226193.9 Pa = 2.232 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta=\beta \Rightarrow CD-2$; $z \Rightarrow BRF-2$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp (BRF-2)} = 0.5 m \text{ (ver Plano N}^\circ 5\text{)}.$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent (CD-2)} = 36.355 m \text{ (ver Plano N}^\circ 5\text{)}.$$

$$\Leftrightarrow v_{imp (BRF-2)} = v_{ent (CD-2)} = 0.883 m/s \text{ (se anulan)}$$

$$\Leftrightarrow P^{ent (CD-2)} = 2 atm = 202650 Pa$$

$$\Leftrightarrow h_f^{imp (BRF-2)/(CD-2)} = h_f^{total (BRF-2)/(CD-2)} = 3.816 m$$

$$\Downarrow [AII.6.24]$$

$$\frac{P^{imp (BRF-1)}}{\rho_{imp (BRF-1)} \cdot g} = \frac{202650 Pa}{550.89 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 36.355 m + 3.816 m - 0.5 m = 77.169 m$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRF-2)} = 77.169 m \cdot 550.89 kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 = 417043.9 Pa = 4.116 atm$$

Altura útil ($H_{\acute{u}til}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\acute{u}til} = 77.169 m - 41.855 m = 35.315 m$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{\acute{u}til} = 1.2 \cdot 35.315 m = 42.378 m$$

6.13. Línea de bombeo ARF-2/UP

La línea de bombeo $Ln_{BD-2}^{(ARF-2)/(UP)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-2)-(TeARF-2)}, Tr_{(TeARF-2)-(Re dD-2)}, Tr_{(Re dD-2)-(BD-2)} \text{ y } Tr_{(BD-2)-(UP)}.$$

Tramo (ARF-2)/(TeARF-2)

Este tramo ya ha sido analizado en el apartado 6.12; vuelve a aparecer porque es un tramo de aspiración común a las bombas BRF-2 y BD-2.

Tramo (TeARF-2)/(RedD-2)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q &= \frac{483.17 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{550.89 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 877.07 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \bullet \mu &= 0.1836 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} &\left. \vphantom{\mu} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m} / \text{s} \end{aligned}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.208 \text{ m}$$

La bifurcación del tramo (ARF-2)/(TeARF-2) da lugar a dos tramos (TeARF-2/BRF-1 y TeARF-2/RedD-2) que, inicialmente, presentan las dimensiones del tramo mayor; en este caso, sin duda alguna, dicho tramo es TeARF-2/BRF-2. Por consiguiente, el tramo TeARF-2/RedD-2 viene caracterizado por:

$$DO = 12.75 \text{ in} = 0.324 \text{ m}$$

$$t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

$$D_{aisl} = 0.578 \text{ m}$$

$$t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm} (5S)$$

$$DI = 12.438 \text{ in} = 0.316 \text{ m}$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.316 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.129 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.316 \text{ m} \cdot 0.129 \text{ m} / \text{s} \cdot 550.89 \text{ Kg} / \text{m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 122741.3 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.316 \text{ m}} = 1.46 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0175$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeARF-2)/(RedD-2)} = \sum L_{(TeARF-2) \rightarrow (RedD-2)} = 0.4 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0175 \cdot \frac{0.4 \text{ m}}{0.316 \text{ m}} \cdot \frac{(0.129 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} \approx 0.000 \text{ m}$$

Pérdidas menores

La pérdida de carga asociada a la reducción gradual la se calculará en el siguiente tramo, ya que es necesario disponer de su diámetro.

Finalmente, se obtiene que la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-2)/(RedD-2) es despreciable:

$$h_f^{total} (TeARF-2)/(RedD-2) = 0.000 \text{ m}$$

Tramo (RedD-2)/(BD-2)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] ⇒ $Q = \frac{483.17 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{550.89 \text{ Kg/m}^3} = 877.07 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0102 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1836 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: entrada de bomba

} — Tabla AII.6.1 → $v' = 0.3 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.208 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.208 \text{ m} = 8.172 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 8.625 \text{ in} = 0.219 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 8 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.219 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.473 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.219 \text{ m} \\ \circ T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} = 459.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{AII.6.8}]^{(*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.12 \text{ mm} = 0.123 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 8.625 in

$$t = 0.148 \text{ in} = 3.76 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 8.329 \text{ in} = 0.212 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.212 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.289 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.212 \text{ m} \cdot 0.289 \text{ m/s} \cdot 550.89 \text{ Kg/m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 183294.1 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.212 \text{ m}} = 2.17 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0170$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(Re\ dD-2)/(BD-2)} = \sum L_{(Re\ dD-2) \rightarrow (BD-2)} = 2.005\ m$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0170 \cdot \frac{2.005\ m \cdot (0.289\ m/s)^2}{0.212\ m \cdot 2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.001\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 reducción gradual ([AII.6.14]), 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$\begin{aligned} h_f^{accesorios} &= 1 \cdot k_{Redg} \cdot \frac{v_{(TeARF-2)/(Re\ dD-2)}^2}{2 \cdot g} + (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent\ BRF-2} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = \\ &= 1 \cdot \frac{0.8 \cdot \sin(30^\circ/2) \cdot \left[1 - \left(\frac{0.212\ m}{0.316\ m}\right)^2\right] \cdot (0.129\ m/s)^2}{(0.212\ m/0.316\ m)^4} + (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.289\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} + \\ &+ 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.289\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.032\ m \end{aligned}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (RedD-2)/(BD-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (Re\ dD-2)/(BD-2)} = 0.001\ m + 0.032\ m = 0.033\ m$$

Tramo (BD-2)/(UP)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q &= \frac{483.17 \cdot 10^3\ Kg/día}{550.89\ Kg/m^3} = 877.07\ m^3/día = 0.0102\ m^3/s \\ \bullet \mu &= 0.1836\ cP < 0.5\ cP \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: salida de bomba} & \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q \\ \bullet \mu \\ \text{Tipo de flujo: salida de bomba} \end{aligned}} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2\ m/s$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.104 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.104 \text{ m} = 4.086 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 5.563 \text{ in}^* = 0.141 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 4.086 in y 4.5 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 237.6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 250 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 5 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.141 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.395 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.0.141 \text{ m} \\ \circ T_D = 459.7 \text{ }^\circ\text{C} = 473.8 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 500 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 18900 \text{ psi} = 130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{\text{tramo}}^C = 3.04 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 5.563 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 5.295 \text{ in} = 0.134 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{130.31 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 17 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0102 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.134 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.715 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.134 \text{ m} \cdot 0.715 \text{ m/s} \cdot 550.89 \text{ Kg/m}^3}{0.1836 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 288320.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.134 \text{ m}} = 3.43 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0205$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BD-2)/(UP)} = \sum L_{(BD-2) \rightarrow (UP)} = 89.466 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0205 \cdot \frac{89.466 \text{ m}}{0.134 \text{ m}} \cdot \frac{(0.715 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.355 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 8 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo y salida de la bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (8 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BD-2}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (8 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.715 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 0.715 \text{ m/s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 2.361 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BD-2)/(UP) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f (BD-2)/(UP)}^{total} = 0.355 \text{ m} + 2.361 \text{ m} = 2.716 \text{ m}$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BD-2}^{(ARF-2)/(UA)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow ARF-2$; $z \Rightarrow BD-2$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$$\Leftrightarrow Z^{asp(BD-2)} = 0.4 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow h_f^{asp(ARF-2)/(BD-2)} = h_f^{total(ARF-2)/(TeARF-2)} + h_f^{total(TeARF-2)/(Re dD-2)} + h_f^{total(Re dD-2)/(BD-2)} = 0.021 \text{ m} + 0.000 \text{ m} + 0.033 \text{ m} = 0.054 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.16]}$$

$$NPSH_d^{BRF-2} = \frac{212359.3 \text{ Pa} - 202650 \text{ Pa}}{550.89 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + (3 \text{ m} - 0.4 \text{ m}) - 0.054 \text{ m} = 4.342 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.19]}$$

$$NPSH_r^{BRF-2} = 4.342 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 3.842 \text{ m}$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-2$; $z \Rightarrow BD-2$), a través de la cual se calculará la P^{asp}:

$$\Leftrightarrow v_{asp(BD-2)} = 0.289 \text{ m/s}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.21]}$$

$$\frac{P^{asp(BD-2)}}{\rho \cdot g} = \frac{212359.3 \text{ Pa}}{550.89 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 3 \text{ m} + \frac{(0.297 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} - \left(0.4 \text{ m} + \frac{(0.289 \text{ m})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.054 \text{ m} \right) = 41.841 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{asp (BD-2)} = 226118.4 \text{ Pa} = 2.232 \text{ atm}$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

En este epígrafe se pretende determinar la presión de descarga necesaria de la bomba para que la corriente impulsada llegue a la unidad posterior de Pacol a una presión próxima a las 3 atm, con el fin de asegurarse que el fluido permanece en estado líquido. Así, se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta=\beta \Rightarrow UP$; $z \Rightarrow BD-2$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp (BD-2)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent (UP)} = 0.4 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5)}.$$

$$\Leftrightarrow v_{imp (BD-2)} = v_{ent (UP)} = 0.715 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Leftrightarrow P^{ent (UP)} = 3 \text{ atm} = 303975 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow h_f^{imp (BD-2)/(UP)} = h_f^{total (BD-2)/(UP)} = 2.716 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.24]}$$

$$\frac{P^{imp (BRF-2)}}{\rho_{imp (BRF-2)} \cdot g} = \frac{303975 \text{ Pa}}{550.89 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.4 \text{ m} + 2.716 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 58.863 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BD-2)} = 58.863 \text{ m} \cdot 550.89 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 318114.0 \text{ Pa} = 3.140 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{\acute{u}til}$)

$$\text{[AII.6.24]} \Rightarrow H_{\acute{u}til} = 58.863 \text{ m} - 41.841 \text{ m} = 17.023 \text{ m}$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{\acute{u}til} = 1.2 \cdot 17.023 \text{ m} = 20.427 \text{ m}$$

6.14. Tramo CD-2/C-2 o CD-3/C-3

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado

hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{1722.91 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{534.81 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 3221.54 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}$
- $\mu = 0.1795 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo: flujo por gravedad

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.398 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.398 \text{ m} = 15.662 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 16 \text{ in} = 0.406 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 288.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 16 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 152 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.406 \text{ m} + 2 \cdot 0.152 \text{ m} = 0.710 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

- $P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$
- $DO = 0.406 \text{ m}$
- $T_D = 288.7 \text{ }^\circ\text{C} = 551.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

} $\xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.34 \text{ mm} = 0.131 \text{ in}$

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2, } DO = 16 \text{ in}}$

$$t = 0.165 \text{ in} = 4.19 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 15.670 \text{ in} = 0.398 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{1}} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.15. Tramo C-2/CD-2 o C-3/CD-3

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{1617.73 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{9.76 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 165765.8 \text{ m}^3 / \text{día} = 1.9186 \text{ m}^3 / \text{s}$
- Vapor (aire o gas) $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 20 \text{ m} / \text{s}$ (velocidad intermedia)

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.9186 \text{ m}^3 / \text{s}}{20 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.349 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.349 \text{ m} = 13.759 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 16 \text{ in} = 0.406 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 289.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 16 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 152 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.406 \text{ m} + 2 \cdot 0.152 \text{ m} = 0.710 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

- $P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$
- $DO = 0.406 \text{ m}$
- $T_D = 289.8 \text{ }^\circ\text{C} = 553.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F}$

$$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{\text{tramo}}^C = 3.34 \text{ mm} = 0.131 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, $DO = 16 \text{ in}$

$$t = 0.165 \text{ in} = 4.19 \text{ mm} \text{ (5S)}$$

↓

$$DI = 15.670 \text{ in} = 0.398 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{l}} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.16. Línea de bombeo C-2/CD-4

La línea de bombeo $Ln_{BRD-2}^{(C-2)/(CD-4)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(C-2)-(BRD-2)}, Tr_{(BRD-2)-(TeRD-23)} \text{ y } Tr_{(TeRD-23)-(CD-4)}$$

Tramo (C-2)/(BRD-2)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{105.18 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{534.37 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 196.82 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0023 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \mu = 0.1797 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$$

Tipo de flujo: entrada de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0023 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.098 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.098 \text{ m} = 3.871 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 4.5 \text{ in} = 0.114 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 289.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 4 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.114 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.368 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\begin{array}{l}
 \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\
 \circ DO = 0.114 \text{ m} \\
 \circ T_D = 289.8 \text{ }^\circ\text{C} = 553.7 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\
 \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \circ P_D \\ \circ DO \\ \circ T_D \end{array}} \right\} \xrightarrow{[\text{AII.6.8}]^{(*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.02 \text{ mm} = 0.119 \text{ in}$$

\downarrow Tabla AII.6.2, $DO = 4.5 \text{ in}$

$$t = 0.237 \text{ in} = 6.02 \text{ mm (40ST)}$$

\downarrow

$$DI = 4.026 \text{ in} = 0.102 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0023 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.102 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.277 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.102 \text{ m} \cdot 0.277 \text{ m/s} \cdot 534.37 \text{ Kg/m}^3}{0.1797 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 84367.6 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.102 \text{ m}} = 4.51 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0201$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(C-2)/(BRD-2)} = \sum L_{(C-2) \rightarrow (BRD-2)} = 6.691 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0201 \cdot \frac{6.691\ m}{0.102\ m} \cdot \frac{(0.277\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.005\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 1 codo, 1 válvula de compuerta, salida de calderín y entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{sal\ C-2}\right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent\ BRD-2} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 0.55) \cdot \frac{(0.277\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.277\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.032\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (C-2)/(BRD-2) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (C-2)/(BRD-2)} = 0.005\ m + 0.032\ m = 0.037\ m$$

Tramo (BRD-2)/(TeRD-23)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{105.18 \cdot 10^3\ Kg/día}{534.37\ Kg/m^3} = 196.82\ m^3/día = 0.0023\ m^3/s$
- $\mu = 0.1797\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de la bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0023\ m^3/s}{1.2\ m/s \cdot \pi}} = 0.049\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.049\ m = 1.936\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.375\ in = 0.060\ m$$

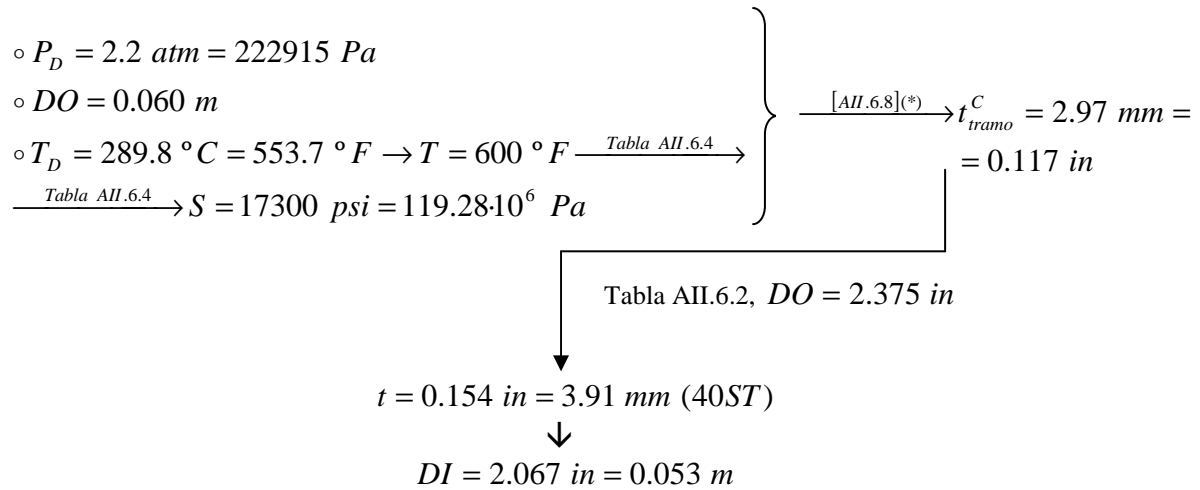
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 289.8\ ^\circ C \rightarrow T = 300\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 2\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 114\ mm$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.060 \text{ m} + 2 \cdot 0.114 \text{ m} = 0.288 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0023 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.053 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.052 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.053 \text{ m} \cdot 1.052 \text{ m/s} \cdot 534.37 \text{ Kg/m}^3}{0.1797 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 164327.0 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.053 \text{ m}} = 8.68 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0207$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BRD-2)/(TeRD-23)} = \sum L_{(BRD-2) \rightarrow (TeRD-23)} = 47.311 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0207 \cdot \frac{47.311\ m \cdot (1.052\ m/s)^2}{0.053\ m \cdot 2.9.81\ m/s^2} = 1.052\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 8 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, 1 Te y salida de bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (8 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_T) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal\ BRD-2} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (8 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.052\ m/s)^2}{2.9.81\ m/s^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.052\ m/s\right)^2}{2.9.81\ m/s^2} = 5.177\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRD-2)/(TeRD-23) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (BRD-2)/(TeRD-23)} = 1.052\ m + 5.177\ m = 6.229\ m$$

Tramo (TeRD-23)/(CD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{210.35 \cdot 10^3\ Kg/día}{534.37\ Kg/m^3} = 393.65\ m^3/día = 0.0046\ m^3/s$
- $\mu = 0.1797\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de la bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0046\ m^3/s}{1.2\ m/s \cdot \pi}} = 0.070\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.070\ m = 2.737\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 3.5\ in^* = 0.089\ m$$

* Dada la proximidad entre 2.737 in y 2.875 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 289.8 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ } ^\circ\text{C} \\ D_{no\ min\ al} = 3 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 114 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.089 \text{ m} + 2 \cdot 0.114 \text{ m} = 0.317 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.089 \text{ m} \\ \circ T_D = 289.8 \text{ } ^\circ\text{C} = 553.7 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8]}(*)} t_{tramo}^C = 3.00 \text{ mm} = 0.118 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 3.5 in

$$t = 0.216 \text{ in} = 5.49 \text{ mm (40ST)}$$

↓

$$DI = 3.068 \text{ in} = 0.078 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0046 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.078 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.955 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.078 \text{ m} \cdot 0.955 \text{ m/s} \cdot 534.37 \text{ Kg/m}^3}{0.1797 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 221423.6 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.078 \text{ m}} = 5.90 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0190$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(TeRD-23)/(CD-4)} = \sum L_{(TeRD-23) \rightarrow (CD-4)} = 30.629 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0190 \cdot \frac{30.629 \text{ m}}{0.078 \text{ m}} \cdot \frac{(0.955 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.347 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 3 codos y entrada a columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (3 \cdot k_C + 1 \cdot k_{ent \text{ CD-4}}) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (3 \cdot 0.75 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.955 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.151 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (TeRD-23)/(CD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total \text{ (TeRD-23)/(CD-4)}} = 0.347 \text{ m} + 0.151 \text{ m} = 0.498 \text{ m}$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BRD-2}^{(C-2)/(CD-3)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow C-2$; $z \Rightarrow BRD-2$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

⇒ $P^{sal \text{ (C-2)}}$:

$$H_{líq}^{C-2} \approx D_{c(i) \text{ inf } C-2} = 0.787 \text{ m}$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (C-2)} = 202650 Pa + 534.37 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 \cdot 0.787 m = 206777.7 Pa$$

⇒ $P_v^{sal (C-2)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (C-2)} = 2 atm = 202650 Pa$$

⇒ $Z^{sal (C-2)} = 1.5 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $Z^{asp (BRD-2)} = 0.4 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $h_f^{asp (C-2)/(BRD-2)} = h_f^{total (C-2)/(BRD-2)} = 0.037 m$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRD-2} = \frac{206777.7 Pa - 202650 Pa}{534.37 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + (1.5 m - 0.4 m) - 0.037 m = 1.851 m$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRD-2} = 1.851 m - 0.5 m = 1.351 m$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow C-2$; $z \Rightarrow BRD-2$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

⇒ $v_{sal (C-2)} = v_{asp (BRD-2)} = 0.277 m/s$ (se anulan)

↓ [AII.6.21]

$$\frac{P^{asp (BRD-2)}}{\rho \cdot g} = \frac{206777.7 Pa}{534.37 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 1.5 m - (0.4 m + 0.037 m) = 40.508 m$$

↓

$$P^{asp (BRD-2)} = 212351.1 Pa = 2.010 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta = \beta \Rightarrow CD-4$; $z \Rightarrow BRD-2$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Rightarrow Z^{imp (BRD-2)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Rightarrow Z^{ent (CD-4)} = 17.562 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Rightarrow v_{imp (BRD-2)} = 1.052 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{ent (CD-4)} = 0.955 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow P^{ent (CD-4)} = 2 \text{ atm} = 202650 \text{ Pa}$$

$$\Rightarrow h_f^{imp (BRD-2)/(CD-4)} = h_f^{total (BRD-2)/(TeRD-23)} + h_f^{total (TeRD-23)/(CD-4)} = 6.229 \text{ m} + 0.498 \text{ m} = 6.727$$

$$\Downarrow [AII.6.24]$$

$$\frac{P^{imp (BRD-2)}}{\rho_{imp (BRD-2)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{534.37 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 17.562 \text{ m} + 6.727 \text{ m} + \frac{(0.955 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} - \left[0.5 \text{ m} + \frac{(1.052 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \right] = 62.436 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRD-2)} = 62.436 \text{ m} \cdot 534.37 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 327302.3 \text{ Pa} = 3.230 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\text{útil}} = 62.436 \text{ m} - 40.508 \text{ m} = 21.928 \text{ m}$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{\text{útil}} = 1.2 \cdot 20.248 \text{ m} = 26.314 \text{ m}$$

6.17. Línea de bombeo ARF-3/UP

La línea de bombeo $Ln_{BD-3}^{(ARF-3)/(UP)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-3)-(TeARF-3)}, Tr_{(TeARF-3)-(Re dD-3)}, Tr_{(Re dD-3)-(BD-3)} \text{ y } Tr_{(BD-3)-(UP)}.$$

Todo lo expuesto en el apartado 6.13 referente a los tramos $Tr_{(ARF-2)-(TeARF-2)}$, $Tr_{(TeARF-2)-(Re dD-2)}$ y $Tr_{(Re dD-2)-(BD-2)}$ es totalmente extrapolable a los tramos $Tr_{(ARF-3)-(TeARF-3)}$, $Tr_{(TeARF-3)-(Re dD-3)}$ y $Tr_{(Re dD-3)-(BD-3)}$, respectivamente, ya que

transportan el destilado de las columnas Tridecano en las mismas condiciones y mediante un recorrido equivalente. Idéntica similitud se presenta entre los tramos $Tr_{(BD-2)-(UP)}$ y $Tr_{(BD-3)-(UP)}$, con la única excepción de que la longitud de las conducciones varía de uno a otro y, consecuentemente, la pérdida de carga total. Si se tiene en cuenta esta modificación en las expresiones empleadas en el tramo $Tr_{(BD-3)-(UP)}$:

$$\begin{aligned}
 \text{Planos} &\rightarrow L_{(BD-3)/(UP)} = \sum L_{(BD-3)\rightarrow(UP)} = 73.411 \text{ m} \\
 &\downarrow \\
 h_f^{tub \text{ recta}} &= 0.0205 \cdot \frac{73.411 \text{ m}}{0.134 \text{ m}} \cdot \frac{(0.715 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.291 \text{ m} \\
 &\downarrow \\
 h_f^{total} &_{(BD-3)/(UP)} = 0.291 \text{ m} + 2.361 \text{ m} = 2.652 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Según lo dicho, se puede deducir que los valores de NPSH y presión de aspiración de la bomba BD-2 son coincidentes con los de la bomba BD-3, mientras que los correspondientes a la presión de descarga y la altura útil diferirán entre éstas en el grado en que lo hagan las pérdidas de carga. Así, considerando el valor de $h_f^{total}{}_{(BD-3)/(UP)}$, resulta:

$$\begin{aligned}
 \frac{P^{imp(BD-3)}}{\rho_{imp(BD-3)} \cdot g} &= \frac{303975 \text{ Pa}}{550.89 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.4 \text{ m} + 2.652 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 58.800 \text{ m} \\
 &\downarrow \\
 P^{imp(BD-3)} &= 58.800 \text{ m} \cdot 550.89 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 317769.6 \text{ Pa} = 3.136 \text{ atm} \\
 &\downarrow \\
 H_{util} &= 58.800 \text{ m} - 41.841 \text{ m} = 16.959 \text{ m} \\
 &\downarrow + 20 \% \\
 H_{util} &= 1.2 \cdot 16.959 \text{ m} = 20.351 \text{ m}
 \end{aligned}$$

6.18. Línea de bombeo C-3/CD-4

La línea de bombeo $Ln_{BRD-3}^{(C-3)/(CD-4)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(C-3)-(BRD-3)}, Tr_{(BRD-3)-(TeRD-23)} \text{ y } Tr_{(TeRD-23)-(CD-4)}.$$

Todo lo expuesto en el apartado 6.16 referente a los tramos $Tr_{(C-2)-(BRD-2)}$ y $Tr_{(TeRD-23)-(CD-4)}$ es totalmente extrapolable a los tramos $Tr_{(C-3)-(BRD-3)}$ y $Tr_{(TeRD-23)-(CD-4)}$, respectivamente, ya que transportan el residuo de las columnas Tridecano en las mismas condiciones y mediante un recorrido equivalente. Idéntica similitud se presenta entre los tramos $Tr_{(BRD-2)-(TeRD-23)}$ y $Tr_{(BRD-3)-(TeRD-23)}$, con la única excepción de que la longitud de las conducciones y ciertos accesorios (codos) varían de uno a otro y, consecuentemente, la pérdida de carga total. Si se tiene en cuenta esta modificación en las expresiones empleadas en el tramo $Tr_{(BRD-3)-(TeRD-23)}$:

Pérdida de carga en tubería recta

$$Planos \rightarrow L_{(BRD-3)/(TeRD-23)} = \sum L_{(BRD-3) \rightarrow (TeRD-23)} = 29.056 \text{ m}$$

$$\downarrow$$

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0207 \cdot \frac{29.056 \text{ m}}{0.053 \text{ m}} \cdot \frac{(1.052 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.646 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 3 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, 1 Te y salida de bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (3 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_T) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BRD-3}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (3 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.052 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.052 \text{ m/s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 4.965 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRD-3)/(TeRD-23) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total (BRD-3)/(TeRD-23)} = 0.646 \text{ m} + 4.965 \text{ m} = 5.612 \text{ m}$$

Según lo dicho, se puede deducir que los valores de NPSH y presión de aspiración de la bomba BRD-2 son coincidentes con los de la bomba BRD-3, mientras

que los correspondientes a la presión de descarga y la altura útil diferirán entre éstas en el grado en que lo hagan las pérdidas de carga. Así, considerando el valor de $h_{f (BRD-3)/(TeRD-23)}^{total}$, resulta:

$$h_{f (BRD-3)/(CD-4)}^{asp} = h_{f (BRD-3)/(TeRD-23)}^{total} + h_{f (TeRD-23)/(CD-4)}^{total} = 5.612 \text{ m} + 0.498 \text{ m} = 6.110$$

↓

$$\frac{P^{imp (BRD-3)}}{\rho_{imp (BRD-3)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{534.37 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} + 17.562 \text{ m} + 6.6.110 \text{ m} + \frac{(0.955 \text{ m} / \text{s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} - \left[0.5 \text{ m} + \frac{(1.052 \text{ m} / \text{s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} \right] = 61.819 \text{ m}$$

⇓

$$P^{imp (BRD-2)} = 61.819 \text{ m} \cdot 534.37 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 = 324064.4 \text{ Pa} = 3.198 \text{ atm}$$

↓

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{útil} = 61.819 \text{ m} - 40.508 \text{ m} = 21.311 \text{ m}$$

↓ + 20 %

$$H_{útil} = 1.2 \cdot 21.311 \text{ m} = 25.573 \text{ m}$$

6.19. Tramo CD-4/AE-4

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{9.66 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 88679.9 \text{ m}^3 / \text{día} = 1.0264 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \text{ Vapor (aire o gas)} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 20 \text{ m} / \text{s} \text{ (velocidad intermedia)}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.0264 \text{ m}^3 / \text{s}}{20 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.256 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.256 \text{ m} = 10.064 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 10.75 \text{ in} = 0.273 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.4 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no\ min\ al} = 10 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 152 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.273 \text{ m} + 2 \cdot 0.152 \text{ m} = 0.577 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.273 \text{ m} \\ \circ T_D = 286.4 \text{ }^\circ\text{C} = 547.5 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8](*)}} t_{tramo}^C = 3.19 \text{ mm} = 0.126 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 10.75 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (5S)}$$

↓

$$DI = 10.482 \text{ in} = 0.266 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.20. Tramo AE-4/ARF-4

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg / día}}{535.83 \text{ Kg / m}^3} = 1598.65 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0185 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$$

Tipo de flujo: flujo por gravedad

$$\left. \begin{array}{l} \bullet Q = 0.0185 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \bullet \mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: flujo por gravedad} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m / s}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0185 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.280 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.280 \text{ m} = 11.033 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 12.75 \text{ in} = 0.324 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 12 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 152 \text{ mm}$$

$$\downarrow [AII.6.4]$$

$$D_{\text{aisl}} = 0.324 \text{ m} + 2 \cdot 0.152 \text{ m} = 0.628 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.324 \text{ m} \\ \circ T_D = 286.3 \text{ }^\circ\text{C} = 547.3 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{\text{tramo}}^C = 3.25 \text{ mm} = 0.128 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 12.75 in

$$t = 0.156 \text{ in} = 3.96 \text{ mm (5S)}$$

$$\downarrow$$

$$DI = 12.438 \text{ in} = 0.316 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

6.21. Línea de bombeo ARF-4/CD-4

La línea de bombeo $Ln_{BRF-4}^{(ARF-4)/(CD-4)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-4)-(TeARF-4)}, Tr_{(TeARF-4)-(BRF-4)} \text{ y } Tr_{(BRF-4)-(CD-4)}.$$

Tramo (ARF-4)/(TeARF-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{856.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1598.65 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0185 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \left. \begin{array}{l} \mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s}$$

Se puede confirmar que los resultados desde la etapa 1 hasta la 4 son completamente coincidentes con los expuestos anteriormente para el tramo AE-4/ARF-4, ya que, además de tratarse del mismo fluido (composición, caudal y propiedades idénticas), la velocidad supuesta en ambos casos a través de las conducciones también lo es, a pesar de que el tipo de flujo sea diferente. Se continuará, pues, con los siguientes pasos:

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0185 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.316 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.236 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.316 \text{ m} \cdot 0.236 \text{ m/s} \cdot 535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 222971.8 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.316 \text{ m}} = 1.46 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0161$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ARF-4)/(TeARF-4)} = \sum L_{(ARF-4) \rightarrow (TeARF-4)} = 20.542 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0161 \cdot \frac{20.542\ m}{0.316\ m} \cdot \frac{(0.236\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.003\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 3 codos, 1 Te y salida de tanque (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (3 \cdot k_C + 1 \cdot k_T + 1 \cdot k_{sal\ ARF-1}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (3 \cdot 0.75 + 1 \cdot 1 + 1 \cdot 0.55) \cdot \frac{(0.236\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.011\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ARF-4)/(TeARF-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (ARF-4)/(TeARF-4)} = 0.003\ m + 0.011\ m = 0.014\ m$$

Tramo (TeARF-4)/(BRF-4)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{691.99 \cdot 10^3\ Kg/día}{535.83\ Kg/m^3} = 1291.45\ m^3/día = 0.0149\ m^3/s$
- $\mu = 0.1792\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: entrada de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0149\ m^3/s}{0.3\ m/s \cdot \pi}} = 0.252\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.252\ m = 9.916\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 10.75\ in = 0.273\ m$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.3\ ^\circ C \rightarrow T = 300\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 10\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 152\ mm$$

\downarrow [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.273\ m + 2 \cdot 0.152\ m = 0.577\ m$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\begin{array}{l}
 \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\
 \circ DO = 0.273 \text{ m} \\
 \circ T_D = 286.3 \text{ }^\circ\text{C} = 547.3 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\
 \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \circ P_D \\ \circ DO \\ \circ T_D \end{array}} \right\} \xrightarrow{\text{[AII.6.8](*)}} t_{\text{tramo}}^C = 3.19 \text{ mm} = 0.126 \text{ in}$$

$$\begin{array}{l}
 \downarrow \\
 \text{Tabla AII.6.2, } DO = 10.75 \text{ in} \\
 \\
 t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (5S)} \\
 \downarrow \\
 DI = 10.482 \text{ in} = 0.266 \text{ m}
 \end{array}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$\text{[AII.6.9]} \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0149 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.266 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.268 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$\text{[AII.6.12]} \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.266 \text{ m} \cdot 0.268 \text{ m/s} \cdot 535.83 \text{ Kg/m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 213737.7 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.266 \text{ m}} = 1.73 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0164$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeARF-4)/(BRF-4)} = \sum L_{(TeARF-4) \rightarrow (BRF-4)} = 2.600 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0164 \cdot \frac{2.600\ m}{0.266\ m} \cdot \frac{(0.268\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.001\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent\ BRF-4} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.268\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.268\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.028\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-4)/(BRF-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (TeARF-4)/(BRF-4)} = 0.001\ m + 0.028\ m = 0.028\ m$$

Tramo (BRF-4)/(CD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] $\Rightarrow Q = \frac{691.99 \cdot 10^3\ Kg/día}{535.83\ Kg/m^3} = 1291.45\ m^3/día = 0.0149\ m^3/s$
- $\mu = 0.1792\ cP < 0.5\ cP \rightarrow$ líquido poco viscoso
- Tipo de flujo: salida de la bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2\ m/s$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0149\ m^3/s}{1.2\ m/s \cdot \pi}} = 0.126\ m$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.126\ m = 4.958\ in \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 5.563\ in = 0.141\ m$$

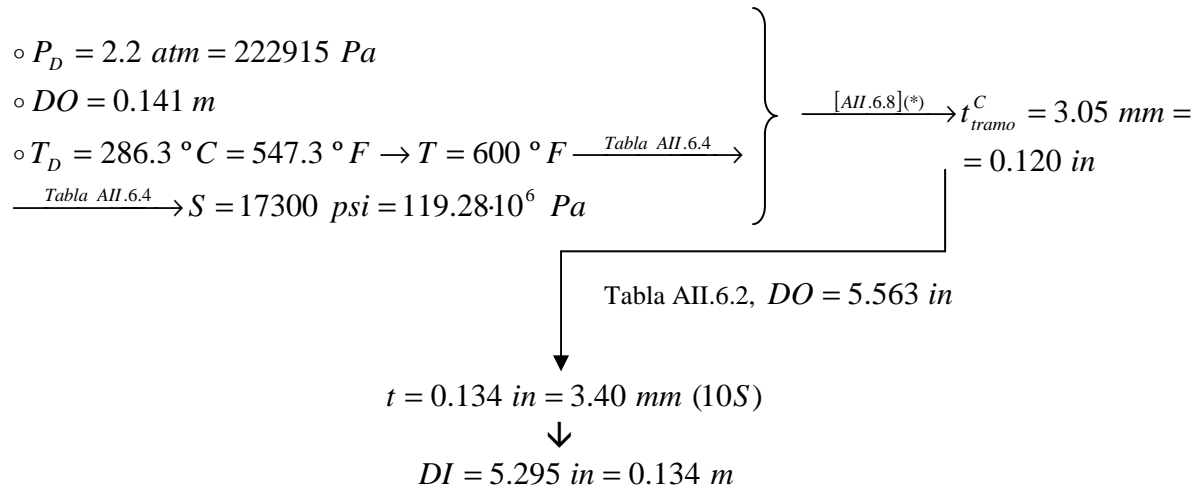
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.3\ ^\circ C \rightarrow T = 300\ ^\circ C \\ D_{no\ min\ al} = 5\ in \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127\ mm$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.141 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.395 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0149 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.134 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.052 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.134 \text{ m} \cdot 1.052 \text{ m/s} \cdot 535.83 \text{ Kg/m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 423116.0 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.134 \text{ m}} = 3.43 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0167$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BRF-4)/(CD-4)} = \sum L_{(BRF-4) \rightarrow (CD-4)} = 53.569 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub\ recta} = 0.0167 \cdot \frac{53.569\ m}{0.134\ m} \cdot \frac{(1.052\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 0.375\ m$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo \Rightarrow 6 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a columna (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(6 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent\ CD-1}\right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal\ BRF-4} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v\right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= \left(6 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1\right) \cdot \frac{(1.052\ m/s)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.052\ m/s\right)^2}{2 \cdot 9.81\ m/s^2} = 5.091\ m$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRF-4)/(CD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total\ (BRF-4)/(CD-4)} = 0.375\ m + 5.091\ m = 5.466\ m$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $L_n^{(ARF-4)/(CD-4)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow$ ARF-4; $z \Rightarrow$ BRF-4), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$\Rightarrow P^{sal\ (ARF-4)}$:

$$H_{líq}^{ARF-4} \approx \frac{V_{\min\ ARF}}{V_{ARF}} \cdot D_{i\ ARF} = 0.844 \cdot 1.8288\ m = 1.544\ m$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (ARF-4)} = 202650 Pa + 535.83 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 \cdot 1.544 m = 210765.2 Pa$$

⇒ $P_v^{sal (ARF-4)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (ARF-4)} = 2 atm = 202650 Pa$$

⇒ $Z^{sal (ARF-4)} = 3 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $Z^{asp (BRF-4)} = 0.4 m$ (ver Plano N° 5).

⇒ $h_f^{asp (ARF-4)/(BRF-4)} = h_f^{total (ARF-4)/(TeARF-4)} + h_f^{total (TeARF-4)/(BRF-4)} = 0.014 m + 0.028 m = 0.042 m$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRF-1} = \frac{210765.2 Pa - 202650 Pa}{535.83 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + (3 m - 0.4 m) - 0.042 m = 4.102 m$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRF-4} = 4.102 m - 0.5 m = 3.602 m$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-4$; $z \Rightarrow BRF-4$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

⇒ $v_{sal (ARF-4)} = 0.236 m/s$

⇒ $v_{asp (BRF-4)} = 0.268 m/s$

↓ [AII.6.21]

$$\frac{P^{asp (BRF-4)}}{\rho \cdot g} = \frac{210765.2 Pa}{535.83 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 3 m + \frac{(0.236 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} - \left(0.4 m + \frac{(0.268 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} + 0.042 m \right) = 42.654 m$$

↓

$$P^{asp (BRF-4)} = 224207.0 Pa = 2.213 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta=\beta \Rightarrow CD-4$; $z \Rightarrow BRF-4$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp (BRF-4)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent (CD-4)} = 31.363 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow v_{imp (BRF-4)} = v_{ent (CD-4)} = 1.052 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Leftrightarrow P^{ent (CD-4)} = 2 \text{ atm} = 202650 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow h_f^{imp (BRF-4)/(CD-4)} = h_f^{total (BRF-4)/(CD-4)} = 5.466 \text{ m}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.24]}$$

$$\frac{P^{imp (BRF-4)}}{\rho_{imp (BRF-4)} \cdot g} = \frac{202650 \text{ Pa}}{535.83 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 31.363 \text{ m} + 5.466 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 74.881 \text{ m}$$

$$\Downarrow$$

$$P^{imp (BRF-4)} = 74.881 \text{ m} \cdot 535.83 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 393607.9 \text{ Pa} = 3.885 \text{ atm}$$

Altura útil ($H_{\acute{u}til}$)

$$\text{[AII.6.25]} \Rightarrow H_{\acute{u}til} = 74.881 \text{ m} - 42.654 \text{ m} = 32.227 \text{ m}$$

$$\downarrow + 20 \%$$

$$H_{\acute{u}til} = 1.2 \cdot 32.227 \text{ m} = 38.673 \text{ m}$$

6.22. Línea de bombeo ARF-4/DAD-4

La línea de bombeo $Ln_{BD-4}^{(ARF-4)/(DAD-4)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(ARF-4)-(TeARF-4)}, Tr_{(TeARF-4)-(Re dD-4)}, Tr_{(Re dD-4)-(BD-4)}, Tr_{(BD-4)-(ICA/D-4)}, Tr_{(ICA/D-4)-(ICW/D-4)}$$

$$\text{y } Tr_{(ICW/D-4)-(DAD-4)}$$

Tramo (ARF-4)/(TeARF-4)

Este tramo ya ha sido analizado en el apartado 6.21; vuelve a aparecer porque es un tramo de aspiración común a las bombas BRF-4 y BD-4.

Tramo (TeARF-4)/(RedD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 307.20 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s} \\ & \bullet \left. \begin{array}{l} \mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m} / \text{s} \end{aligned}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.123 \text{ m}$$

La bifurcación del tramo (ARF-4)/(TeARF-4) da lugar a dos tramos (TeARF-4/BRF-4 y TeARF-4/RedD-4) que, inicialmente, presentan las dimensiones del tramo mayor; en este caso, sin duda alguna, dicho tramo es TeARF-4/BRF-4. Por consiguiente, el tramo TeARF-4/RedD-4 viene caracterizado por:

$$DO = 10.75 \text{ in} = 0.273 \text{ m}$$

$$t_{aisl} = 152 \text{ mm}$$

$$D_{aisl} = 0.577 \text{ m}$$

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm} (5S)$$

$$DI = 10.482 \text{ in} = 0.266 \text{ m}$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.266 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.064 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.266 \text{ m} \cdot 0.064 \text{ m} / \text{s} \cdot 535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 50841.8 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.266 \text{ m}} = 1.73 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.11]}$$

$$4 \cdot f = 0.0206$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(TeARF-4)/(RedD-4)} = \sum L_{(TeARF-4) \rightarrow (RedD-4)} = 0.4 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0206 \cdot \frac{0.4 \text{ m}}{0.266 \text{ m}} \cdot \frac{(0.064 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} \approx 0.000 \text{ m}$$

Pérdidas menores

La pérdida de carga asociada a la reducción gradual la se calculará en el siguiente tramo, ya que es necesario disponer de su diámetro.

Finalmente, se obtiene que la pérdida de carga total en el tramo (TeARF-4)/(RedD-4) es despreciable:

$$h_f^{total}{}_{(TeARF-4)/(RedD-4)} = 0.000 \text{ m}$$

Tramo (RedD-4)/(BD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} & \bullet \text{ [AII.6.1]} \Rightarrow Q = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{535.83 \text{ Kg/m}^3} = 307.20 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0036 \text{ m}^3/\text{s} \\ & \bullet \left. \begin{aligned} & \mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: entrada de bomba} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\downarrow$$

$$\text{ [AII.6.3]} \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3/\text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.123 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.123 \text{ m} = 4.836 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 5.563 \text{ in} = 0.141 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ } ^\circ\text{C} \\ D_{no\ min\ al} = 5 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 127 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.141 \text{ m} + 2 \cdot 0.127 \text{ m} = 0.395 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.141 \text{ m} \\ \circ T_D = 286.3 \text{ } ^\circ\text{C} = 547.3 \text{ } ^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ } ^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 3.05 \text{ mm} = 0.120 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 5.563 in

$$t = 0.134 \text{ in} = 3.40 \text{ mm (10S)}$$

$$\downarrow$$

$$DI = 5.295 \text{ in} = 0.134 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.134 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.250 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.134 \text{ m} \cdot 0.250 \text{ m/s} \cdot 535.83 \text{ Kg/m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 100646.6 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.134 \text{ m}} = 3.43 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.11]}$$

$$4 \cdot f = 0.0192$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(\text{RedD-4})/(\text{BD-4})} = \sum L_{(\text{RedD-4}) \rightarrow (\text{BD-4})} = 1.954 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0192 \cdot \frac{1.954 \text{ m} \cdot (0.250 \text{ m/s})^2}{0.134 \text{ m} \cdot 2.9.81 \text{ m/s}^2} = 0.001 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 reducción gradual ([AII.6.14]), 1 codo, 1 válvula de compuerta y una entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$\begin{aligned} h_f^{\text{accesorios}} &= 1 \cdot k_{\text{Redg}} \cdot \frac{v^2_{(\text{TeARF-4})/(\text{RedD-4})}}{2 \cdot g} + (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{\text{ent BRF-4}} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = \\ &= 1 \cdot \frac{0.8 \cdot \text{sen}(30^\circ/2) \cdot [1 - (0.134 \text{ m} / 0.266 \text{ m})^2]}{(0.134 \text{ m} / 0.266 \text{ m})^4} \cdot \frac{(0.064 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} + (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17) \cdot \frac{(0.250 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} + \\ &+ 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.250 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} = 0.024 \text{ m} \end{aligned}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (RedD-4)/(BD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{\text{total}}_{(\text{RedD-4})/(\text{BD-4})} = 0.001 \text{ m} + 0.024 \text{ m} = 0.025 \text{ m}$$

Tramo (BD-4)/(ICA/D-4)

1. Diámetro interior aproximado:

- [AII.6.1] ⇒ $Q = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{535.83 \text{ Kg/m}^3} = 307.20 \text{ m}^3/\text{día} = 0.0036 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\mu = 0.1792 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$
- Tipo de flujo : salida de bomba

} $\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.061 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.061 \text{ m} = 2.418 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.875 \text{ in} = 0.073 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 286.3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 300 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 2 \text{ 1/2 in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 114 \text{ mm}$$

$$\downarrow [AII.6.4]$$

$$D_{aisl} = 0.073 \text{ m} + 2 \cdot 0.114 \text{ m} = 0.301 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.073 \text{ m} \\ \circ T_D = 286.3 \text{ }^\circ\text{C} = 547.3 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8]^{(*)}} t_{tramo}^C = 2.98 \text{ mm} = 0.117 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, DO = 2.875 in

$$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm (10S)}$$

$$\downarrow$$

$$DI = 2.635 \text{ in} = 0.067 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{l}} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0036 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.067 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.011 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.067 \text{ m} \cdot 1.011 \text{ m/s} \cdot 535.83 \text{ Kg/m}^3}{0.1792 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 202248.1 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.067 \text{ m}} = 6.87 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0240$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(BD-4)/(ICA/D-4)} = \sum L_{(BD-4) \rightarrow (ICA/D-4)} = 65.505 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0240 \cdot \frac{65.505 \text{ m} \cdot (1.011 \text{ m/s})^2}{0.067 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 1.221 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 7 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{\text{accesorios}} = (7 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICA/D-4}}) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BD-4}} \cdot \left(\frac{9}{4}\right)^2 \frac{v^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (7 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.011 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.011 \text{ m/s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 4.736 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BD-4)/(ICA/D-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{\text{total}}_{(BD-4)/(ICA/D-4)} = 1.221 \text{ m} + 4.736 \text{ m} = 5.957 \text{ m}$$

Tramo (ICA/D-4)/(ICW/D-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$[AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{633.51 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 259.83 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0030 \text{ m}^3 / \text{s}$

$\mu = 0.2992 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$

Tipo de flujo : salida de bomba

$\left. \begin{array}{l} \mu = 0.2992 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ \text{Tipo de flujo : salida de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$

$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0030 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.056 \text{ m}$

2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.056 \text{ m} = 2.224 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.875 \text{ in}^* = 0.073 \text{ m}$

* Dada la proximidad entre 2.224 in y 2.375 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$T_D = 195.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$D_{no \text{ min } al} = 2 \text{ 1/2 in}$

$\left. \begin{array}{l} T_D = 195.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min } al} = 2 \text{ 1/2 in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 89 \text{ mm}$

↓ [AII.6.4]

$D_{aisl} = 0.073 \text{ m} + 2 \cdot 0.089 \text{ m} = 0.251 \text{ m}$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$\circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$

$\circ DO = 0.073 \text{ m}$

$\circ T_D = 195.0 \text{ }^\circ\text{C} = 383 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$\left. \begin{array}{l} P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ DO = 0.073 \text{ m} \\ T_D = 195.0 \text{ }^\circ\text{C} = 383 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{tramo}^C = 2.97 \text{ mm} = 0.117 \text{ in}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2, } DO = 2.875 \text{ in}}$

$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm (10S)}$

\downarrow

$DI = 2.635 \text{ in} = 0.067 \text{ m}$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0030 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.067 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.855 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.067 \text{ m} \cdot 0.855 \text{ m/s} \cdot 633.51 \text{ Kg/m}^3}{0.2992 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 121142.2 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.067 \text{ m}} = 6.87 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0245$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICA/D-4)/(ICW/D-4)} = \sum L_{(ICA/D-4) \rightarrow (ICW/D-4)} = 5.787 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0245 \cdot \frac{5.787 \text{ m} \cdot (0.855 \text{ m/s})^2}{0.067 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.079 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 4 codos, salida de intercambiador y entrada de intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{\text{accesorios}} = (4 \cdot k_C + 1 \cdot k_{\text{sal ICA/D-4}} + 1 \cdot k_{\text{ent ICW/D-4}}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (4 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.855 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.169 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICA/D-4)/(ICW/D-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{\text{total}}_{(ICA/D-4)/(ICW/D-4)} = 0.079 \text{ m} + 0.169 \text{ m} = 0.248 \text{ m}$$

Tramo (ICW/D-4)/(DAD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$[AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{164.60 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{733.98 \text{ Kg/m}^3} = 224.26 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0026 \text{ m}^3 / \text{s}$

$\mu = 1.1617 \text{ cP} > 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido viscoso}$
 Tipo de flujo: salida de bomba

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s (velocidad intermedia)}$

$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0026 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.105 \text{ m}$

2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.105 \text{ m} = 4.132 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 4.5 \text{ in} = 0.114 \text{ m}$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
 $D_{no\ min\ al} = 4 \text{ in}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 38 \text{ mm (medida de seguridad; su uso no es obligatorio para } T \leq 60 \text{ }^\circ\text{C)}$

↓ [AII.6.4]

$D_{aisl} = 0.114 \text{ m} + 2 \cdot 0.038 \text{ m} = 0.190 \text{ m}$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$
 $DO = 0.114 \text{ m}$
 $T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} = 140 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{F}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$\xrightarrow{[AII.6.8]^{(*)}} t_{tramo}^C = 3.01 \text{ mm} = 0.118 \text{ in}$

Tabla AII.6.2, $DO = 4.5 \text{ in}$

$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm (10S)}$

$DI = 4.26 \text{ in} = 0.108 \text{ m}$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0026 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.108 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.282 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.108 \text{ m} \cdot 0.282 \text{ m/s} \cdot 733.98 \text{ Kg/m}^3}{1.1617 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 19297.0 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.108 \text{ m}} = 4.26 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0276$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICW/D-4)/(DAD-4)} = \sum L_{(ICW/D-4) \rightarrow (DAD-4)} = 40.620 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0276 \cdot \frac{40.620 \text{ m}}{0.108 \text{ m}} \cdot \frac{(0.282 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.042 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 12 codos, salida de intercambiador y entrada en depósito (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (12 \cdot k_C + 1 \cdot k_{sal \text{ ICW/D-4}} + 1 \cdot k_{ent \text{ DAD-4}}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (12 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.282 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.043 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICW/D-4)/(DAD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total} (ICW / D-1) / (DAD-1) = 0.042 \text{ m} + 0.043 \text{ m} = 0.085 \text{ m}$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BD-4}^{(ARF-4)/(DAD-4)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow ARF-4$; $z \Rightarrow BD-4$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$$\Leftrightarrow Z^{asp} (BD-4) = 0.4 \text{ m} \text{ (ver Plano N° 5).}$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow h_f^{asp} (ARF-4)/(BD-4) &= h_f^{total} (ARF-4)/(TeARF-4) + h_f^{total} (TeARF-4)/(Re dD-4) + h_f^{total} (Re dD-4)/(BD-4) = \\ &= 0.014 \text{ m} + 0.000 \text{ m} + 0.025 \text{ m} = 0.039 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.16]}$$

$$NPSH_d^{BD-4} = \frac{210765.2 \text{ Pa} - 202650 \text{ Pa}}{535.83 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9.81 \text{ m} / \text{s}^2} + (3 \text{ m} - 0.4 \text{ m}) - 0.039 \text{ m} = 4.105 \text{ m}$$

$$\downarrow \text{ [AII.6.19]}$$

$$NPSH_r^{BD-4} = 4.105 \text{ m} - 0.5 \text{ m} = 3.605 \text{ m}$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow ARF-4$; $z \Rightarrow BD-4$), a través de la cual se calculará la P^{asp}:

$$\Leftrightarrow v_{asp} (BD-4) = 0.250 \text{ m} / \text{s}$$

$$\Downarrow \text{ [AII.6.21]}$$

$$\frac{P^{asp (BD-4)}}{\rho \cdot g} = \frac{210765.2 Pa}{535.83 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 3 m + \frac{(0.236 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} - \left(0.4 m + \frac{(0.250 m)^2}{2 \cdot 9.81 m/s^2} + 0.039 m \right) = 42.657 m$$

⇓

$$P^{asp (BD-4)} = 224224.3 Pa = 2.213 atm$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

En este epígrafe se pretende determinar la presión de descarga necesaria de la bomba para que el líquido impulsado llegue al primer intercambiador (ICA/D-4) a una presión igual o superior a 2 atm; dicha presión será suficiente, teniendo en cuenta el recorrido posterior del fluido, para que éste sea transportado hasta el depósito de almacenamiento sin problema alguno. Así, se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta \Rightarrow$ ICA/D-4; $z \Rightarrow$ BD-4), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Rightarrow Z^{imp (BD-4)} = 0.5 m \text{ (ver Plano N° 5).}$$

$$\Rightarrow Z^{ent (ICA/D-4)} = 1.758 m \text{ (ver Plano N° 5).}$$

$$\Rightarrow v_{imp (BD-4)} = v_{ent (ICA/D-4)} = 1.011 m/s \text{ (se anulan)}$$

$$\Rightarrow P^{ent (ICA/D-4)} = 202650 Pa = 2 atm$$

$$\Rightarrow h_f^{imp (BD-4)/(ICA/D-4)} = h_f^{total (BD-4)/(ICA/D-4)} = 5.957 m$$

⇓ [AII.6.24]

$$\frac{P^{imp (BD-4)}}{\rho_{imp (BD-4)} \cdot g} = \frac{202650 Pa}{535.83 Kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2} + 1.758 m + 5.957 m - 0.5 m = 45.768 m$$

⇓

$$P^{imp (BD-)} = 45.768 m \cdot 535.83 kg/m^3 \cdot 9.81 m/s^2 = 240575.1 Pa = 2.374 atm$$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\text{útil}} = 45.768 \text{ m} - 42.657 \text{ m} = 3.111 \text{ m}$$

↓ + 20 %

$$H_{\text{útil}} = 1.2 \cdot 3.111 \text{ m} = 3.733 \text{ m}$$

6.23. Tramo CD-4/C-4

La corriente líquida que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta fluye por gravedad; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

1. Diámetro interior aproximado:

$$\begin{aligned} & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{965.33 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{526.93 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1832.01 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0212 \text{ m}^3 / \text{s} \\ & \bullet \mu = 0.1790 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: flujo por gravedad} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} & \bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{965.33 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{526.93 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 1832.01 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0212 \text{ m}^3 / \text{s} \\ & \bullet \mu = 0.1790 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \\ & \text{Tipo de flujo: flujo por gravedad} \end{aligned}} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m} / \text{s}$$

$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0373 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.300 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.300 \text{ m} = 11.810 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 12.75 \text{ in} = 0.324 \text{ m}$$

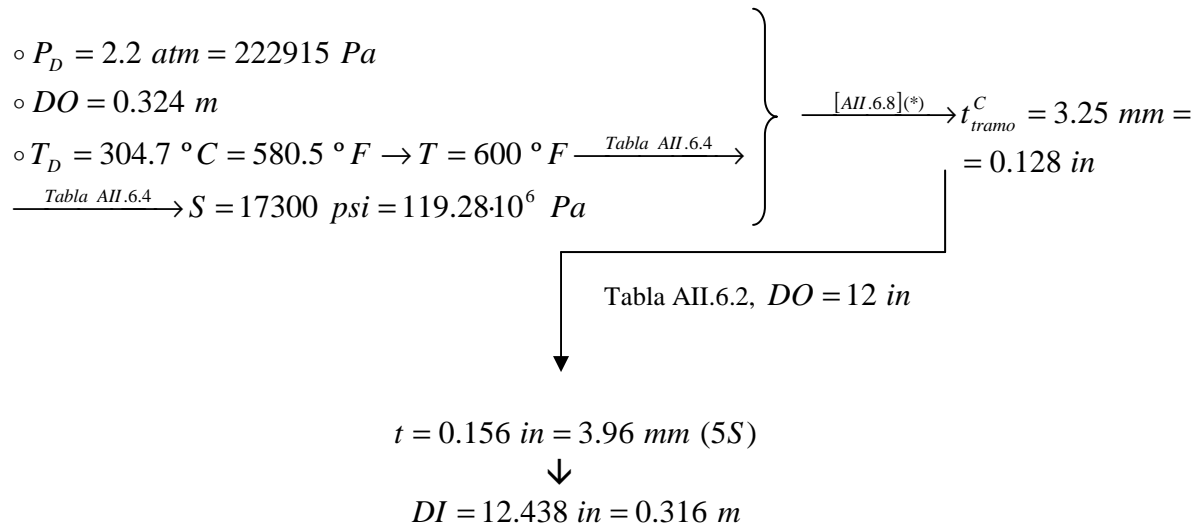
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{aligned} T_D &= 304.7 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} &= 12 \text{ in} \end{aligned} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 165 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.324 \text{ m} + 2 \cdot 0.165 \text{ m} = 0.654 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

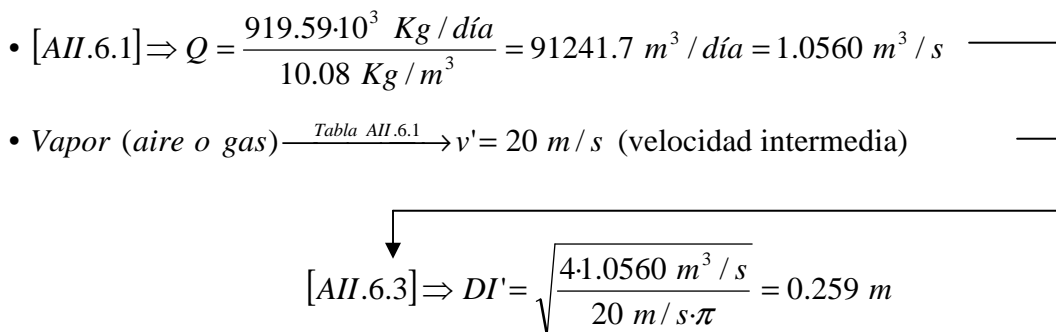


(*) $\frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$

6.24. Tramo C-4/CD-4

La corriente que circula a través de este tramo no requerirá de un sistema de bombeo ya que ésta se trata de un vapor; por ello, dicho tramo será dimensionado hidráulica y mecánicamente, sin ser necesario cálculos adicionales (pérdidas de carga, etc.).

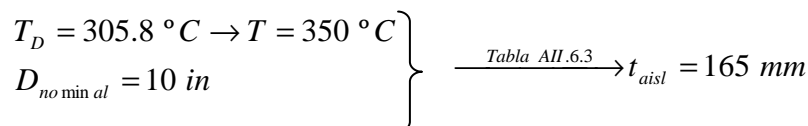
1. Diámetro interior aproximado:



2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.259 \text{ m} = 10.208 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 10.75 \text{ in} = 0.273 \text{ m}$

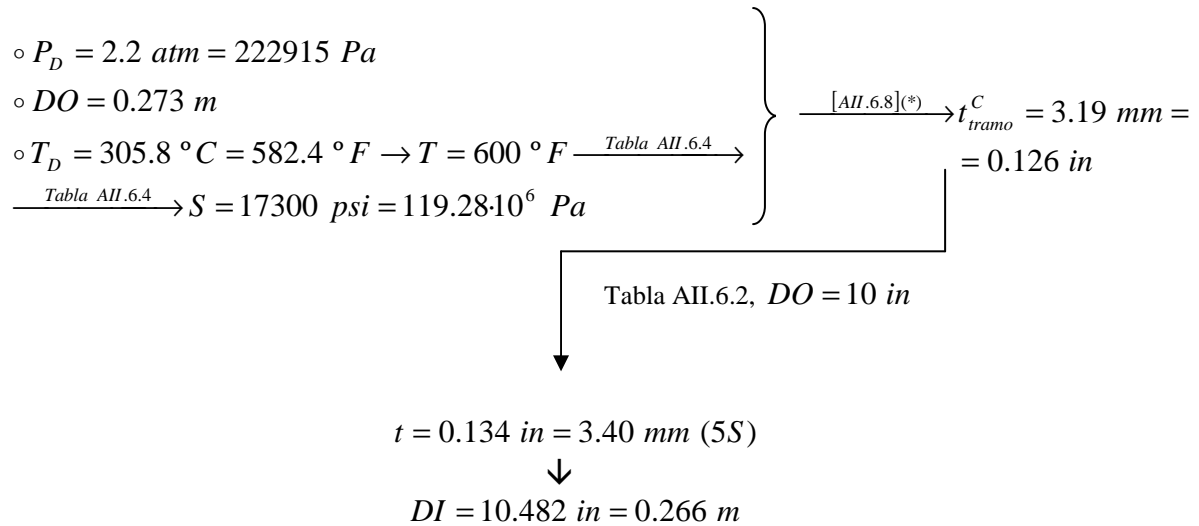
3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:



↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.273 \text{ m} + 2 \cdot 0.165 \text{ m} = 0.603 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:



$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

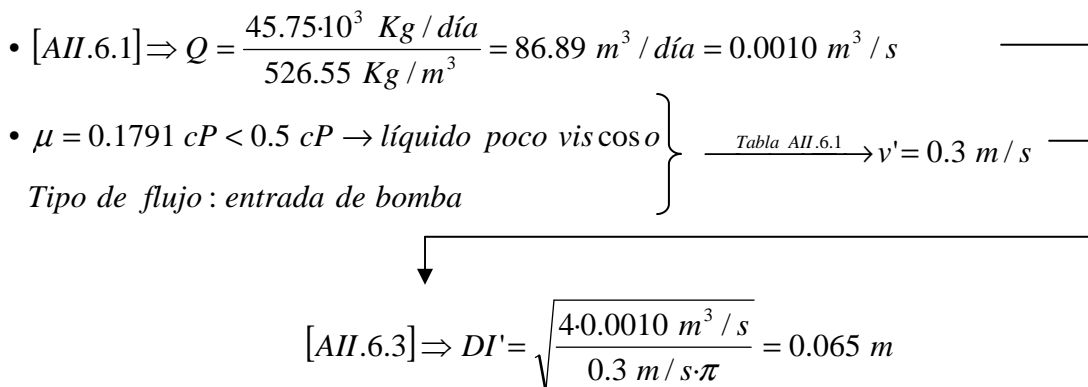
6.25. Línea de bombeo C-4/DARD-4

La línea de bombeo $Ln_{BRD-4}^{(C-4)/(DARD-4)}$ se compone de los siguientes tramos:

$$Tr_{(C-4)-(BRD-4)}, Tr_{(BRD-4)-(ICA/RD-4)}, Tr_{(ICA/RD-4)-(ICW/RD-4)} \text{ y } Tr_{(ICW/RD-4)-(DARD-4)}$$

Tramo (C-4)/(BRD-4)

1. Diámetro interior aproximado:



2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.065 \text{ m} = 2.572 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.875 \text{ in} = 0.073 \text{ m}$$

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 305.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ min al}} = 2 \text{ 1/2 in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 114 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{aisl} = 0.073 \text{ m} + 2 \cdot 0.114 \text{ m} = 0.301 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.073 \text{ m} \\ \circ T_D = 305.8 \text{ }^\circ\text{C} = 582.4 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[\text{AII.6.8}]^{(*)}} t_{tramo}^C = 2.98 \text{ mm} = 0.117 \text{ in}$$

Tabla AII.6.2, $DO = 2.875 \text{ in}$

$$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm (10S)}$$

↓

$$DI = 2.635 \text{ in} = 0.067 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[\text{AII.6.9}] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0010 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.067 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.286 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[\text{AII.6.12}] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.067 \text{ m} \cdot 0.286 \text{ m/s} \cdot 526.55 \text{ Kg/m}^3}{0.1791 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 56249.7 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.067 \text{ m}} = 6.87 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0222$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(C-4)/(BRD-4)} = \sum L_{(C-4) \rightarrow (BRD-4)} = 7.329 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0222 \cdot \frac{7.329 \text{ m} \cdot (0.286 \text{ m/s})^2}{0.067 \text{ m} \cdot 2.9.81 \text{ m/s}^2} = 0.010 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 1 codo, 1 válvula de compuerta, salida de calderín y entrada a bomba (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = (1 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{sal \ C-4}) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{ent \ BRD-4} \cdot \frac{(4v)^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 0.55) \cdot \frac{(0.286 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} + 0.4125 \cdot \frac{(4 \cdot 0.286 \text{ m/s})^2}{2.9.81 \text{ m/s}^2} = 0.034 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (C-4)/(BRD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f \ (C-4)/(BRD-4)}^{total} = 0.010 \text{ m} + 0.034 \text{ m} = 0.044 \text{ m}$$

Tramo (BRD-4)/(ICA/RD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$$\bullet [AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{45.75 \cdot 10^3 \text{ Kg/día}}{526.55 \text{ Kg/m}^3} = 86.89 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0010 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\bullet \mu = 0.1791 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso} \left. \begin{array}{l} \text{Tipo de flujo: salida de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m/s}$$



$$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0010 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.033 \text{ m}$$

2. Diámetro exterior:

$$DI' = 0.033 \text{ m} = 1.286 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 1.660 \text{ in}^* = 0.042 \text{ m}$$

* Dada la proximidad entre 1.286 in y 1.315 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$$\left. \begin{array}{l} T_D = 305.8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 350 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{\text{no min al}} = 1 \text{ } 1/4 \text{ in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{\text{aisl}} = 102 \text{ mm}$$

↓ [AII.6.4]

$$D_{\text{aisl}} = 0.042 \text{ m} + 2 \cdot 0.102 \text{ m} = 0.246 \text{ m}$$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$$\left. \begin{array}{l} \circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ \circ DO = 0.042 \text{ m} \\ \circ T_D = 305.8 \text{ }^\circ\text{C} = 582.4 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 600 \text{ }^\circ\text{F} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \\ \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 17300 \text{ psi} = 119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{[AII.6.8](*)} t_{\text{tramo}}^C = 2.95 \text{ mm} = 0.116 \text{ in}$$

↓ Tabla AII.6.2, DO = 1.660 in

$$t = 0.140 \text{ in} = 3.56 \text{ mm (40ST)}$$

↓

$$DI = 1.380 \text{ in} = 0.035 \text{ m}$$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{119.28 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 19 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0010 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.035 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 1.042 \text{ m} / \text{s}$$

6. Pérdida de carga:Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow Re = \frac{0.035 \text{ m} \cdot 1.042 \text{ m/s} \cdot 526.55 \text{ Kg/m}^3}{0.1791 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 107404.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.035 \text{ m}} = 13.14 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

↓ [AII.6.11]

$$4 \cdot f = 0.0229$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$Planos \rightarrow L_{(BRD-4)/(ICA/RD-4)} = \sum L_{(BRD-4) \rightarrow (ICA/RD-4)} = 83.511 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{tub \text{ recta}} = 0.0229 \cdot \frac{83.511 \text{ m} \cdot (1.042 \text{ m/s})^2}{0.035 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 3.022 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 12 codos, 1 válvula de retención, 1 válvula de compuerta, 1 placa de orificio, 1 válvula de globo, salida de la bomba y entrada a intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{accesorios} = \left(12 \cdot k_C + 1 \cdot k_{VR} + 1 \cdot k_{VC} + 1 \cdot k_{PO} + 1 \cdot k_{VG} + 1 \cdot k_{ent \text{ ICA/RD-4}} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} + k_{sal \text{ BRD-4}} \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot v \right)^2}{2 \cdot g} =$$

$$= (12 \cdot 0.75 + 1 \cdot 70 + 1 \cdot 0.17 + 1 \cdot 7 + 1 \cdot 6 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(1.042 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 0.3086 \cdot \frac{\left(\frac{9}{4} \cdot 1.042 \text{ m/s} \right)^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 5.244 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (BRD-4)/(ICA/RD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{total (BRD-4)/(ICA/RD-4)} = 3.022 \text{ m} + 5.244 \text{ m} = 8.265 \text{ m}$$

Tramo (ICA/RD-4)/(ICW/RD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$[AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{45.75 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{639.12 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 71.58 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0008 \text{ m}^3 / \text{s}$

$\mu = 0.3213 \text{ cP} < 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido poco viscoso}$

Tipo de flujo : salida de bomba

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 1.2 \text{ m} / \text{s}$

$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0008 \text{ m}^3 / \text{s}}{1.2 \text{ m} / \text{s} \cdot \pi}} = 0.030 \text{ m}$

2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.030 \text{ m} = 1.167 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 1.660 \text{ in}^* = 0.042 \text{ m}$

* Dada la proximidad entre 1.167 in y 1.315 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$T_D = 200.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$D_{no \text{ min al}} = 1 \text{ } 1/4 \text{ in}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 76 \text{ mm}$

↓ [AII.6.4]

$D_{aisl} = 0.042 \text{ m} + 2 \cdot 0.076 \text{ m} = 0.194 \text{ m}$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$\circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$

$\circ DO = 0.042 \text{ m}$

$\circ T_D = 200.0 \text{ }^\circ\text{C} = 392.0 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 400 \text{ }^\circ\text{F}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$\xrightarrow{[AII.6.8]^{(*)}} t_{tramo}^C = 2.94 \text{ mm} = 0.116 \text{ in}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2, } DO = 1.660 \text{ in}}$

$t = 0.140 \text{ in} = 3.56 \text{ mm (40ST)}$

\downarrow

$DI = 1.380 \text{ in} = 0.035 \text{ m}$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 1} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0008 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.035 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.859 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.035 \text{ m} \cdot 0.859 \text{ m/s} \cdot 639.12 \text{ Kg/m}^3}{0.3213 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 59872.1 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.035 \text{ m}} = 13.14 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0191$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICA/RD-4)/(ICW/RD-4)} = \sum L_{(ICA/RD-4) \rightarrow (ICW/RD-4)} = 5.702 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0191 \cdot \frac{5.702 \text{ m} \cdot (0.859 \text{ m/s})^2}{0.035 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.117 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 4 codos, salida de intercambiador y entrada de intercambiador (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{\text{accesorios}} = (4 \cdot k_C + 1 \cdot k_{\text{sal ICA/RD-4}} + 1 \cdot k_{\text{ent ICW/RD-4}}) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = (4 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.859 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.171 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICA/RD-4)/(ICW/RD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_f^{\text{total}} = 0.117 \text{ m} + 0.171 \text{ m} = 0.288 \text{ m}$$

Tramo (ICW/RD-4)/(DARD-4)

1. Diámetro interior aproximado:

$[AII.6.1] \Rightarrow Q = \frac{45.75 \cdot 10^3 \text{ Kg} / \text{día}}{741.04 \text{ Kg} / \text{m}^3} = 61.74 \text{ m}^3 / \text{día} = 0.0007 \text{ m}^3 / \text{s}$

$\mu = 1.4015 \text{ cP} > 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido viscoso}$

Tipo de flujo : salida de bomba

$\left. \begin{array}{l} \mu = 1.4015 \text{ cP} > 0.5 \text{ cP} \rightarrow \text{líquido viscoso} \\ \text{Tipo de flujo : salida de bomba} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.1}} v' = 0.3 \text{ m/s (velocidad intermedia)}$

$[AII.6.3] \Rightarrow DI' = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0007 \text{ m}^3 / \text{s}}{0.3 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.055 \text{ m}$

2. Diámetro exterior:

$DI' = 0.055 \text{ m} = 2.168 \text{ in} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.2}} DO = 2.875 \text{ in}^* = 0.073 \text{ m}$

* Dada la proximidad entre 2.168 in y 2.375 in.

3. Espesor del aislante y diámetro con aislante:

$T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

$D_{no \text{ minimal}} = 2 \text{ 1/2 in}$

$\left. \begin{array}{l} T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow T = 60 \text{ }^\circ\text{C} \\ D_{no \text{ minimal}} = 2 \text{ 1/2 in} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.3}} t_{aisl} = 38 \text{ mm (medida de seguridad; su uso no es obligatorio para } T \leq 60 \text{ }^\circ\text{C)}$

↓ [AII.6.4]

$D_{aisl} = 0.073 \text{ m} + 2 \cdot 0.038 \text{ m} = 0.149 \text{ m}$

4. Espesor de pared y diámetro interior definitivo:

$\circ P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa}$

$\circ DO = 0.073 \text{ m}$

$\circ T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} = 140 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{F}$

$\xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$\left. \begin{array}{l} P_D = 2.2 \text{ atm} = 222915 \text{ Pa} \\ DO = 0.073 \text{ m} \\ T_D = 60.0 \text{ }^\circ\text{C} = 140 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow T = 200 \text{ }^\circ\text{F} \\ S = 20000 \text{ psi} = 137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{Tabla AII.6.4}} \xrightarrow{[AII.6.8]^*} t_{tramo}^C = 2.97 \text{ mm} = 0.117 \text{ in}$

Tabla AII.6.2, $DO = 2.875 \text{ in}$

$t = 0.120 \text{ in} = 3.05 \text{ mm (10S)}$

$DI = 2.635 \text{ in} = 0.067 \text{ m}$

$$(*) \frac{P_D}{S \cdot E} = \frac{222915 \text{ Pa}}{137.90 \cdot 10^6 \text{ Pa}\cdot\text{l}} = 16 \cdot 10^{-4} < 0.385$$

5. Velocidad del fluido:

$$[AII.6.9] \Rightarrow v = \frac{4 \cdot 0.0007 \text{ m}^3 / \text{s}}{(0.067 \text{ m})^2 \cdot \pi} = 0.203 \text{ m/s}$$

6. Pérdida de carga:

Pérdida de carga en tubería recta

⇒ Factor de fricción de Fanning:

$$[AII.6.12] \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.067 \text{ m} \cdot 0.203 \text{ m/s} \cdot 741.04 \text{ Kg/m}^3}{1.4015 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 7187.4 \in (5 \cdot 10^3, 10^8)$$

$$\varepsilon = 4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m} \rightarrow \frac{\varepsilon}{DI} = \frac{4.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}}{0.067 \text{ m}} = 6.87 \cdot 10^{-4} \in (10^{-6}, 10^{-2})$$

$$\downarrow [AII.6.11]$$

$$4 \cdot f = 0.0322$$

⇒ Longitud total de las tuberías rectas:

$$\text{Planos} \rightarrow L_{(ICW / RD-4)/(DARD-4)} = \sum L_{(ICW / RD-4) \rightarrow (DARD-4)} = 60.767 \text{ m}$$

Sustituyendo en [AII.6.10]:

$$h_f^{\text{tub recta}} = 0.0322 \cdot \frac{60.767 \text{ m}}{0.067 \text{ m}} \cdot \frac{(0.203 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.061 \text{ m}$$

Pérdidas menores

Accesorios y perturbaciones al flujo ⇒ 12 codos, salida de intercambiador y entrada en depósito (ver Plano N° 5). Si se sustituye en [AII.6.13]:

$$h_f^{\text{accesorios}} = \left(12 \cdot k_C + 1 \cdot k_{\text{sal ICW / RD-4}} + 1 \cdot k_{\text{ent DARD-4}} \right) \frac{v^2}{2 \cdot g} = (12 \cdot 0.75 + 1 \cdot 0.55 + 1 \cdot 1) \cdot \frac{(0.203 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} = 0.022 \text{ m}$$

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga total en el tramo (ICW/RD-4)/(DARD-4) a través de la expresión [AII.6.15]:

$$h_{f (ICW / RD-4)/(DARD-4)}^{total} = 0.061 m + 0.022 m = 0.084 m$$

Una vez analizado los diferentes tramos que constituyen la línea de bombeo $Ln_{BRD-4}^{(C-4)/(DARD-4)}$, se tratará dicha línea de manera global:

7. Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d), presión de succión y de descarga y carga o altura útil (H_{útil}) de la bomba:

Altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH_d)

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.16] ($\alpha \Rightarrow C-4$; $z \Rightarrow BRD-4$), a través de la cual se calculará el NPSH_d:

$\Rightarrow P^{sal (C-4)}$:

$$H_{liq}^{C-4} \approx D_{c(i) \text{ inf } C-4} = 0.838 m$$

↓ [AII.6.17]

$$P^{sal (C-4)} = 202650 Pa + 526.55 Kg / m^3 \cdot 9.81 m / s^2 \cdot 0.838 m = 206979.7 Pa$$

$\Rightarrow P_v^{sal (C-4)}$: ya que el líquido está en estado saturado, por definición su presión de vapor es coincidente con la presión a la que se encuentra, esto es,

$$P_v^{sal (C-4)} = 2 atm = 202650 Pa$$

$\Rightarrow Z^{sal (C-4)} = 1.5 m$ (ver Plano N° 5).

$\Rightarrow Z^{asp (BRD-4)} = 0.4 m$ (ver Plano N° 5).

$\Rightarrow h_f^{asp (C-4)/(BRD-4)} = h_f^{total (C-4)/(BRD-4)} = 0.044 m$

↓ [AII.6.16]

$$NPSH_d^{BRD-4} = \frac{206979.7 Pa - 202650 Pa}{526.55 Kg / m^3 \cdot 9.81 m / s^2} + (1.5 m - 0.4 m) - 0.044 m = 1.894 m$$

↓ [AII.6.19]

$$NPSH_r^{BRD-4} = 1.894 m - 0.5 m = 1.394 m$$

Presión a la entrada de la bomba, de succión o de aspiración (P^{asp})

Se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.21] ($\alpha \Rightarrow C-4$; $z \Rightarrow BRD-4$), a través de la cual se calculará la P^{asp} :

$$\Leftrightarrow v_{sal (C-4)} = v_{asp (BRD-4)} = 0.286 \text{ m/s (se anulan)}$$

↓ [AII.6.21]

$$\frac{P^{asp (BRD-4)}}{\rho \cdot g} = \frac{206979.7 \text{ Pa}}{526.55 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2} + 1.5 \text{ m} - (0.4 \text{ m} + 0.044 \text{ m}) = 41.126 \text{ m}$$

↓

$$P^{asp (BRD-4)} = 212435.7 \text{ Pa} = 2.097 \text{ atm}$$

Presión a la salida de la bomba, de descarga o de impulsión (P^{imp})

En este epígrafe se pretende determinar la presión de descarga necesaria de la bomba para que el líquido impulsado llegue al primer intercambiador (ICA/RD-4) a una presión igual o superior a 2 atm; dicha presión será suficiente, teniendo en cuenta el recorrido posterior del fluido, para que éste sea transportado hasta el depósito de almacenamiento sin problema alguno. Así, se determinarán aquellos términos desconocidos presentes en la expresión [AII.6.24] ($\delta \Rightarrow ICA/RD-4$; $z \Rightarrow BRD-4$), a través de la cual se calculará la P^{imp} :

$$\Leftrightarrow Z^{imp (BRD-4)} = 0.5 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow Z^{ent (ICA/RD-4)} = 1.656 \text{ m (ver Plano N}^\circ \text{ 5).}$$

$$\Leftrightarrow v_{imp (BRD-4)} = v_{ent (ICA/RD-4)} = 1.042 \text{ m/s (se anulan)}$$

$$\Leftrightarrow P^{ent (ICA/RD-4)} = 202650 \text{ Pa} = 2 \text{ atm}$$

$$\Leftrightarrow h_f^{imp (BRD-4)/(ICA/RD-4)} = h_f^{total (BRD-4)/(ICA/RD-4)} = 8.265 \text{ m}$$

↓ [AII.6.24]

$$\frac{P^{imp (BRD-4)}}{\rho_{imp (BRD-4)} \cdot g} = \frac{202650 Pa}{526.55 Kg / m^3 \cdot 9.81 m / s^2} + 1.656 m + 8.265 m - 0.5 m = 48.654 m$$

↓

$$P^{imp (BRD-4)} = 48.654 m \cdot 526.55 kg / m^3 \cdot 9.81 m / s^2 = 251318.1 Pa = 2.480 atm$$

Altura útil ($H_{\text{útil}}$)

$$[AII.6.25] \Rightarrow H_{\text{útil}} = 48.654 m - 41.126 m = 7.527 m$$

↓ + 20 %

$$H_{\text{útil}} = 1.2 \cdot 7.527 m = 9.033 m$$

ANEXO III. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES Y PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS

1. ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES: EVALUACIÓN DE IMPACTO AMBIENTAL

La Ley 7/94, de 18 de mayo, de Protección Ambiental de la Comunidad Autónoma de Andalucía, es de aplicación a los planes, programas y proyectos de construcción, instalaciones u obras públicas o privadas que se hallen comprendidas en sus anexos I, II y III, así como a las industrias, actividades y, en general, cualquier dispositivo o actuación, pública o privada, susceptible de producir contaminación atmosférica, tanto por formas de materia como de energía, que impliquen molestia grave, riesgo o daño para las personas o bienes de cualquier naturaleza; según ello, no cabe duda que la unidad proyectada se rige por dicha Ley. Según las características del presente proyecto, éste estaría incluido en el anexo primero de la citada Ley, exactamente en el punto 7 del mismo, como “Instalaciones químicas integradas”.

Al estar incluida las actuaciones de la planta proyectada en el anexo I, según el artículo 8 de la Ley 7/94 la prevención ambiental a considerar se articula a través de una Evaluación de Impacto Ambiental (Decreto 292/1995, de 12 de diciembre), que permita una adecuada valoración de los efectos ambientales de las actuaciones que se pretendan ejecutar, entendiéndose por Evaluación de Impacto Ambiental el proceso de recogida de información, análisis y predicción destinado a anticipar, corregir y prevenir los posibles efectos que la actuación puede tener sobre el medio ambiente. Como consecuencia de ello, se hace preceptivo aportar un Estudio de Impacto Ambiental, esto es, el conjunto de documentos que, de forma diferenciada, deben presentarse, en el que se recoja y analice la información necesaria para evaluar las consecuencias ambientales de la actuación que se pretenda ejecutar.

A modo de síntesis, este capítulo se limitará a presentar los aspectos medioambientales directos e indirectos del resultado de las actividades, del uso de los productos y de los servicios que se llevarán a cabo en las instalaciones proyectadas:

Dentro de los aspectos medioambientales indirectos, se consideran los derivados de la composición de los productos, las consecuencias que pueden ocasionar dichos productos debido a accidentes y/o incidentes, y el comportamiento medioambiental de los proveedores. Para tener el mayor control posible sobre estos aspectos, se minimizará su impacto a través de:

1. Fichas de datos de seguridad y aspectos medioambientales de productos y materias auxiliares.
2. Fichas de riesgo, instrucciones escritas de las primeras conductas y fichas medioambientales. En las primeras se describe el riesgo en el manejo y uso tanto de productos como de materias auxiliares, y en las segundas se dan unas instrucciones a seguir, desde el punto de vista de seguridad y de medioambiente en caso de incidente en el transporte.

La aplicación de los criterios utilizados constituye en sí misma la evaluación, siendo el compendio de todos estos aspectos indirectos el listado de aspectos significativos, sin diferenciar unos aspectos de otros por importancia.

Respecto a los aspectos directos, se considerarán los siguientes parámetros: Ratios de Producción, acercamiento a Límites Legales y frecuencia de producción. Lógicamente, en estos momentos, no se está en disposición de presentar los datos relacionados con tales aspectos. Así, desde un punto de vista cualitativo, se especifican a continuación los aspectos directos que pueden resultar tener un impacto medioambiental significativo y algunos de los que no tengan un impacto significativo:

- No significativos:
 - Consumo de materias primas.
 - Consumo de productos químicos en el proceso.
 - Consumo de energía.
 - Consumo de agua.
 - Situación del subsuelo evaluada a través de una red piezométrica.

• Significativos:

- Emisiones atmosféricas.
- Contaminación acústica.
- Residuos procedentes del proceso de fabricación.
- Residuos industriales, procedentes de los trabajos de conservación y reparaciones de las instalaciones.

Comentar que la unidad proyectada no verterá directamente a emisario; los vertidos se enviarán a la Refinería para el tratamiento previo al envío al emisario, conforme al Plan Corrector de Vertidos establecidos por la Consejería de Medio Ambiente de Andalucía de fecha 29 de junio de 1989. Junto con ello, los posibles residuos peligrosos serán enviados a depósitos de seguridad mediante gestor autorizado.

2. PROTECCIÓN DE SISTEMAS ELÉCTRICOS

Todas las instalaciones, materiales y sistemas eléctricos, en general, incluidos en la unidad petroquímica proyectada, con el fin de aportar energía (motores, actuadores de válvulas, etc.) o de transmitir señales (medición, control, etc.), cumplirán lo establecido por:

- *Reglamento Electrotécnico para baja tensión* y sus instrucciones técnicas complementarias MIE-BT; de todas ellas, es de principal competencia para la instalación proyectada la *ITC MIE-BT26*, referente a las prescripciones particulares para las instalaciones de locales con riesgo de incendio o explosión, ya que su campo de aplicación engloba a todos los emplazamientos con riesgo de incendio o explosión, entendiéndose por éstos a todos aquellos en los que se fabriquen, procesen, manipulen, traten, utilicen o almacenen sustancias sólidas, líquidas o gaseosas susceptibles de inflamarse o de hacer explosión.
- Normas o notas técnicas de prevención tales como la norma API-RP-2003 “Protection against ignitions arising out of static, lightning and spray currents” o la NTP 225 relativa a electricidad estática en el trasvase de líquidos inflamables.

Asimismo, se considerará de aplicación cualquier norma o disposición que modifique o complemente las citadas.

Se establecerán las puestas a tierra necesarias como protección frente a la electricidad estática y corrientes, así como la protección contra rayo en la forma establecida en la reglamentación.

La iluminación cubrirá los requisitos de la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo, de forma que se asegure una distribución y nivel uniforme en todas las zonas.

