

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

**SISTEMAS DE SEGURIDAD DEL CASCO Y  
ESPACIOS DE CARGA DE UN BULKCARRIER  
DE 160.000 TPM**

Raúl GARCÍA JURADO



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**  
Titulación: **I. T. NAVAL**  
Fecha: **Febrero 2010**









<b>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>CAPÍTULO 2: OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO</b> .....	9
<b>CAPÍTULO 3: MEMORIA DESCRIPTIVA.</b>	
<b>APARTADO 1: RECOPIACIÓN CARACTERISTICAS DEL BUQUE</b> .....	10
<b>APARTADO 2: BOMBAS HIDRÁULICAS</b> .....	13
<b>CAPÍTULO 4: MEMORIA JUSTIFICATIVA.</b>	
<b>APARTADO 1: SISTEMA DE LASTRE EN LA ZONA DE CARGA</b> .....	32
<b>APARTADO 2: SISTEMA DE SENTINAS         DE CÁMARA DE MÁQUINAS Y ZONA DE CARGA</b> .....	37
<b>APARTADO 3: VENTILACIÓN DE TANQUES         EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS</b> .....	45
<b>APARTADO 4: CONTRAINCENDIOS         EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS</b> .....	65
<b>APARTADO 5: DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES         PRINCIPALES DE LA INSTALACIÓN</b> .....	88
<b>CAPÍTULO 5: CÁLCULOS.</b>	
<b>APARTADO 1: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE LASTRE</b> .....	105
<b>APARTADO 2: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SENTINAS</b> .....	129
<b>APARTADO 3: VENTILACIÓN</b> .....	133
<b>APARTADO 4: CÁLCULOS RELATIVOS         AL SISTEMA GENERAL DE CONTRAINCENDIOS</b> .....	136
<b>CAPÍTULO 6: PRESUPUESTO</b> .....	150





**CÁPITULO 7: ESQUEMAS**

**ANEXOS**

**BIBLIOGRAFÍA**





**CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.**

1.- <u>Nociones básicas sobre el tipo de buque</u> .....	1
2.- <u>Evolución de los bulkcarriers</u> .....	4
3.- <u>Seguridad</u> .....	6
3.1.- La mejora de las condiciones de seguridad de la carga.....	6
3.2.-La mejora de la seguridad estructural del buque .....	6
3.2.1.- La importancia de la edad .....	7
3.2.2.- La corrosión y la fatiga.....	7
3.2.3.- Factores operativos .....	7
3.2.4.- Acero de gran resistencia a la tracción.....	8
3.3.-Medidas de la OMI.....	8

**CAPÍTULO 2: OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO** .....9

**CAPÍTULO 3: MEMORIA DESCRIPTIVA.**

**APARTADO 1: RECOPIACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE.**

1.- <u>Tipo de buque y características principales</u> .....	10
2.- <u>Disposición general</u> .....	10
2.1.- Casco.....	10
2.2.- Cámara de Máquinas .....	11
3.- <u>Dimensiones principales de diseño</u> .....	11
4.- <u>Capacidades de diseño</u> .....	12



5.- <b><u>Propulsión, Velocidad y Consumo</u></b> .....	12
---------------------------------------------------------	----

## APARTADO 2: BOMBAS HIDRÁULICAS.

1.- <b><u>Introducción</u></b> .....	13
--------------------------------------	----

2.- <b><u>Clasificación de las bombas</u></b> .....	13
-----------------------------------------------------	----

3.- <b><u>Bombas de desplazamiento positivo</u></b> .....	14
-----------------------------------------------------------	----

3.1.- Alternativas.....	15
-------------------------	----

3.1.1.- Cilindro de líquido .....	16
-----------------------------------	----

3.1.2.- Cilindro actuador .....	16
---------------------------------	----

3.1.3.- Características .....	16
-------------------------------	----

3.1.4.- Bombas rotativas de pistones .....	17
--------------------------------------------	----

3.1.5.- Bombas de diafragma.....	17
----------------------------------	----

3.2.- Rotativas .....	18
-----------------------	----

3.2.1.- Bombas de tornillos.....	18
----------------------------------	----

3.2.1.1.- Bomba de doble flujo de dos tornillos de paso corto .....	19
------------------------------------------------------------------------	----

3.2.1.2.- Bomba de doble flujo de tres tornillos de paso largo.....	19
------------------------------------------------------------------------	----

3.2.2.- Bomba de engranajes.....	20
----------------------------------	----

3.2.2.1.- Bomba de engranajes simples .....	20
---------------------------------------------	----

3.2.2.2.- Bomba de engranajes en “V” .....	21
--------------------------------------------	----

3.2.2.3.- Bomba de engranajes helicoidales .....	21
--------------------------------------------------	----





3.2.2.4.- Bomba de lóbulos .....	21
3.2.3.- Bomba de paletas.....	22
4.- <b><u>Bombas energía cinética</u></b> .....	23
4.1.- Bombas centrífugas .....	23
4.1.1.- Bombas de flujo Radial .....	26
4.1.2.- Bombas de flujo Axial .....	26
4.1.3.- Bombas de flujo Mixto .....	26
5.- <b><u>Eyectores</u></b> .....	27
6.- <b><u>Materiales y Aplicaciones</u></b> .....	28
6.1.- Materiales.....	28
6.2.- Aplicaciones .....	29
6.2.1.-Propulsión diesel .....	29
6.2.2.- Sistemas auxiliares .....	29
7.- <b><u>Justificación elección del tipo de bomba</u></b> .....	30
<b>CAPÍTULO 4: MEMORIA JUSTIFICATIVA.</b>	
<b>APARTADO 1: SISTEMA DE LASTRE EN LA ZONA DE CARGA.</b>	
1.- <b><u>Introducción</u></b> .....	32
2.- <b><u>Descripción del funcionamiento del servicio de lastre</u></b> .....	32
3.- <b><u>Operación de lastrado</u></b> .....	33
4.- <b><u>Operación de deslastrado</u></b> .....	36



**APARTADO 2: SISTEMA DE SENTINAS DE CÁMARA DE MÁQUINAS Y ZONA DE CARGA.**

1.- <b><u>Introducción</u></b> .....	37
2.- <b><u>Estudio del sistema en base a la normativa</u></b> .....	37
2.1.- Drenaje de sentinas en los espacios de máquinas con doble fondo .....	38
2.2.- Drenaje de emergencia de sentinas en los espacios de máquinas .....	38
2.3.- Drenaje de sentinas en bodegas de carga .....	39
2.4.- Aislamiento del sistema de sentinas .....	39
2.5.- Cajas de fango.....	39
2.6.- Pozos de sentinas.....	39
2.7.- Extremos de las tuberías.....	39
2.8.- Ubicación de los accesorios .....	39
2.9.- Válvulas de no retorno en sentinas de bodegas.....	40
3.- <b><u>Soluciones de diseño</u></b> .....	40
3.1.- Sentinas en Cámara de Máquinas .....	40
3.2.- Sentinas en zona de carga .....	41
4.- <b><u>Funcionamiento del sistema de sentinas</u></b> .....	41
4.1.- Operaciones para el achique de sentinas.....	42





**APARTADO 3: VENTILACIÓN DE TANQUES EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS.**

1.- <b><u>Ventilación y sonda en tanques de zona de carga</u></b> .....	45
1.1.- Introducción.....	45
1.1.1.- Aireación de los tanques de lastre .....	45
1.1.2.- Sonda de los tanques de lastre.....	45
1.2.- Estudio de los sistemas en base a la normativa .....	46
1.2.1.- Tuberías de aireación .....	46
1.2.2.- Tuberías de sonda .....	47
1.3.- Soluciones de diseño .....	48
1.2.1.- Tuberías de aireación .....	48
1.2.2.- Tuberías de sonda .....	51
2.- <b><u>Ventilación de bodegas</u></b> .....	54
2.1.- Introducción.....	54
2.1.1.- Meteorología de las bodegas .....	54
2.1.2.- Problemas de condensación y absorción de la humedad .....	54
2.1.3.- Ventilación de los espacios de carga .....	55
2.1.4.- Métodos de ventilación natural .....	57
2.1.4.1.- Ventilación natural simple .....	57
2.1.4.2.- Ventilación natural forzada.....	57
2.1.5.- Métodos de ventilación técnicos .....	58
2.1.6.- Periodos de ventilación .....	59



2.2.- Justificación del tipo de ventilación en bodegas .....	60
2.3.- Soluciones de diseño .....	61
2.4.- Temperatura y humedad de la carga.....	63

**APARTADO 4: CONTRAINCENDIOS EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS.**

1.- <b><u>Principales causas de los incendios a bordo</u></b> .....	65
1.1.- Ignición espontanea.....	65
1.2.- Fugas de combustibles y aceites en la Cámara de Máquinas .....	65
1.3.- Aparatos eléctricos .....	65
1.4.- Cigarrillos .....	66
1.5.- Equipos de cocina .....	66
1.6.- Trabajos en caliente.....	67
1.7.- Tormentas eléctricas.....	67
1.8.- Roedores.....	68
1.9.- Lámparas y otros equipos con cables flexibles.....	68
1.10.- Electricidad estática.....	68
1.11.- Cortocircuitos.....	68
2.- <b><u>Tipos de fuegos y agentes extintores</u></b> .....	69
2.1.- Definiciones y designaciones de las clases de fuego .....	69
2.1.1 Incendios Clase A .....	69





2.1.2.- Incendios Clase B .....	70
2.1.3.- Incendios Clase C .....	70
2.1.4 Incendios Clase D .....	70
2.1.5.- Incendios Clase E .....	71
2.2.- Agentes Extintores.....	71
2.2.1.- Agua.....	71
2.2.1.1.- El agua.....	72
2.2.1.2.- Agua nebulizada.....	73
2.2.2.- Dióxido de Carbono .....	74
2.2.3.- Halón .....	75
2.2.4.- Espumas.....	77
2.2.4.1.- Espuma con proteínas.....	77
2.2.4.2.- Espuma con fluoproteinas .....	78
2.2.4.3.- Espuma con agentes sintéticos.....	78
2.2.4.4.- Espuma resistente al alcohol .....	78
2.2.4.5.- Espuma con formación de películas acuosa .....	79
2.2.4.6.-Principales cualidades de las espumas más usuales.....	79
3.- <b><u>Justificación de la elección del agua salada como agente extintor</u></b> .....	80
4.- <b><u>Sistema general de contraincendios</u></b> .....	81
4.1.- Constitución del sistema.....	81



4.2.- Bomba de contraincendios .....	81
4.3.- Bomba principal de contraincendios .....	81
4.4.- Bomba de emergencia de contraincendios .....	83
4.5.- Red de tuberías .....	84
4.6.- Diseño de tuberías de contraincendios .....	85
4.7.- Bocas de contraincendios .....	86
4.8.- Conexiones internacionales a tierra .....	86

**APARTADO 5: DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACIÓN.**

1.- <b><u>Válvula de compuerta</u></b> .....	88
2.- <b><u>Válvula de bola</u></b> .....	89
3.- <b><u>Válvula de mariposa</u></b> .....	90
4.- <b><u>Válvula de no retorno</u></b> .....	91
5.- <b><u>Tomas de mar</u></b> .....	92
6.- <b><u>Eyector de lastre</u></b> .....	94
7.- <b><u>Bombas centrífugas</u></b> .....	95
7.1.- Características de la bomba de lastre .....	96
7.1.1.- Descripción .....	96
7.1.2.- Características constructivas .....	96
7.1.3.- Carcasa o voluta .....	96
7.1.4.- Junta mecánica .....	96



7.2.- Características de la bomba general de contraincendios.....	98
8.- <b><u>Tubería</u></b> .....	99
8.1.- Tubería de acero.....	99
8.2.- Tubería acero galvanizado.....	99
8.3.- Tubería GRP.....	100
9.- <b><u>Curvas</u></b> .....	101
10.- <b><u>Uniones/ Acoplamientos</u></b> .....	101
11.- <b><u>Juntas</u></b> .....	103
12.- <b><u>Separador de agua de sentinas</u></b> .....	103

**CAPÍTULO 5: CÁLCULOS.**

**APARTADO 1: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE LASTRE.**

1.- <b><u>Determinación de la velocidad de fluidos en tuberías</u></b> .....	105
2.- <b><u>Cálculo de diámetros de tuberías</u></b> .....	105
2.1.- Líneas de aspiración bombas de lastre.....	106
2.2.- Tubería (colector) de aspiración/ descarga.....	106
2.3.- Líneas a los tanques de lastre.....	106
2.4.- Líneas de agotamiento de lastre.....	107
2.5.- Ramales línea agotamiento de lastre a los tanques.....	107
2.6.- Línea de descarga a los costados.....	107
2.7.- Línea descarga al costado eyector de lastre.....	107





PÁGINA

3.- <b><u>Elección de tuberías normalizadas para los diámetros calculados</u></b> .....	108
4.- <b><u>Pérdidas de carga</u></b> .....	110
4.1.- Pérdidas de carga en el lastrado.....	120
4.2.- Pérdidas de carga en el deslastrado .....	121
5.- <b><u>Parámetros a determinar para la instalación de la bomba</u></b> .....	123
5.1.- Alturas de trabajo .....	123
5.2.- Altura manométrica.....	124
5.3.- NPSH disponible de la bomba.....	124
5.3.1.- Altura neta positiva en la aspiración NPSH .....	126
5.4.- Potencia accionadora de la bomba .....	128

**APARTADO 2: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SENTINAS.**

1.- <b><u>Velocidades máximas admisibles</u></b> .....	129
2.- <b><u>Cálculo del diámetro del colector principal de sentinas</u></b> .....	129
3.- <b><u>Cálculo del diámetro de los ramales de sentinas en espacios de carga y máquinas</u></b> .....	129
4.- <b><u>Cálculo del diámetro de las aspiraciones directas de sentina (que no sean de emergencia)</u></b> .....	130
5.- <b><u>Cálculo del diámetro de las aspiraciones de emergencia</u></b> .....	130
6.- <b><u>Túnel de aspiración</u></b> .....	130
7.- <b><u>Elección de tuberías normalizada para los diámetros calculados</u></b> .....	131
8.- <b><u>Capacidad de las bombas de sentinas</u></b> .....	132



**APARTADO 3: VENTILACIÓN DE TANQUES EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS.**

1.- <b><u>Ventilación y sonda de tanques en zona de carga</u></b> .....	133
1.1.- Cálculo del diámetro del conducto de aireación de los tanques de lastre .....	133
1.2.- Cálculo del diámetro de la tubería de aireación de los espacios libres .....	134
1.3.- Cálculo del diámetro de las tuberías de sonda.....	135

**APARTADO 4: CÁLCULOS RELATIVOS AL SISTEMA GENERAL DE CONTRAINCENDIOS.**

1.- <b><u>Datos de entrada de diseño</u></b> .....	136
2.- <b><u>Normativa aplicada</u></b> .....	136
2.1.- Justificación cambio de normativa .....	136
3.- <b><u>Cálculo del diámetro del colector principal de sentinas</u></b> .....	137
4.- <b><u>Capacidad unitaria de las bombas de sentinas</u></b> .....	138
5.- <b><u>Determinación de las características principales de las bombas contraincendios</u></b> .....	138
5.1.- Número de bombas .....	138
5.2.- Capacidad unitaria .....	138
5.2.1.- Primer criterio de dimensionamiento .....	138
5.2.2.- Segundo criterio de dimensionamiento .....	139
5.2.3.- Tercer criterio de dimensionamiento.....	140
5.3.- Altura total manométrica .....	140



6.- <b><u>Elección del tipo de bomba principal de contraincendios</u></b> .....	140
7.- <b><u>Estimación de la potencia del motor de cada bomba</u></b> .....	142
8.- <b><u>Potencia del motor eléctrico</u></b> .....	142
8.1.- Especificación técnica de demanda de las electrobombas principales .....	143
9.- <b><u>Consideraciones relativas a las bombas de contraincendios de emergencia</u></b> .....	143
10.- <b><u>Determinación de las características de la bomba de contraincendios de emergencia</u></b> .....	145
10.1.- Número de bombas .....	145
10.2.- Capacidad unitaria .....	145
10.2.1.- Primer criterio de dimensionamiento .....	145
10.2.2.- Segundo criterio de dimensionamiento .....	145
10.3.- Altura total manométrica .....	147
11.- <b><u>Elección del tipo de bomba de contraincendios de emergencia</u></b> .....	147
12.- <b><u>Alimentación eléctrica de la bomba de contraincendios de emergencia</u></b> .....	147
13.- <b><u>Colector del sistema general de contraincendios</u></b> .....	147
14.- <b><u>Selección de la tubería normalizada</u></b> .....	148
15.- <b><u>Tratamiento anticorrosivo</u></b> .....	148
16.- <b><u>Válvulas</u></b> .....	149





**CAPÍTULO 6: PRESUPUESTO.**

1.- <b><u>Introducción</u></b> .....	150
2.- <b><u>Presupuesto Sistema de Lastre</u></b> .....	151
2.1.- Materiales.....	151
2.2.- Valoración de la mano de obra.....	153
2.3.- Elaboración de tuberías.....	153
2.4.- Prueba hidráulica de tuberías.....	153
2.5.- Montaje a bordo de tuberías.....	153
2.6.- Montaje de las bombas y eyector de lastre.....	154
2.7.- Importe total mano de obra.....	154
2.8.- Importe total Sistema de Lastre.....	154
3.- <b><u>Presupuesto Sistema de Sentinas</u></b> .....	155
3.1.- Materiales.....	155
3.2.- Valoración de la mano de obra.....	157
3.3.- Coste de la mano de obra.....	157
3.4.- Importe total Sistema de Sentinas.....	158
4.- <b><u>Presupuesto Sistema de Contraincendios</u></b> .....	158
4.1.- Materiales.....	158
4.2.- Valoración de la mano de obra.....	160
4.3.- Coste de la mano de obra.....	160



4.4.- Importe total Sistema de Contraincendios.....	161
5.- <b><u>Presupuesto Sistema de Ventilación y Sonda</u></b> .....	161
5.1.- Materiales.....	161
5.2.- Valoración de la mano de obra.....	162
5.3.- Coste de la mano de obra.....	162
5.4.- Importe total Sistema de Ventilación y Sonda .....	163

## **CAPÍTULO 7: ESQUEMAS.**

- 1.- Disposición General.
- 2.- Sistema de Lastre en zona de carga.
- 3.-Sistema de Sentinas en zona de carga.
- 4.- Sistema de Sentinas en Cámara de Máquinas.
- 5.- Sistema de Sondas y Ventilación de tanques en zona de carga.

## **ANEXOS.**

## **BIBLIOGRAFÍA.**

<b>Tabla 1:</b> Dimensiones principales de diseño.....	11
<b>Tabla 2:</b> Capacidades de diseño.....	12
<b>Tabla 3:</b> Asociación número de marca y denominación.....	26
<b>Tabla 4:</b> Tipos de espumas y cualidades de las mismas.....	79
<b>Tabla 5:</b> Número y capacidad de las bombas contraincendios.....	82
<b>Tabla 6:</b> Presión de boquillas sistema de contraincendios.....	83
<b>Tabla 7:</b> Tubería de acero DIN 1626.....	108
<b>Tabla 8:</b> Diámetros y DN para cada una de las líneas.....	109
<b>Tabla 9:</b> Propiedades físicas del agua de mar.....	110
<b>Tabla 10:</b> Cálculo de las pérdidas de carga en las líneas de aspiración bomba de lastre.....	111
<b>Tabla 11:</b> Caudal y longitud en cada tramo (descarga).....	113
<b>Tabla 12:</b> Caudal y longitud en cada tramo (aspiración).....	114
<b>Tabla 13:</b> Pérdidas de carga en las líneas a los tanques de lastre.....	115
<b>Tabla 14:</b> Pérdidas de carga en la línea de aspiración eyector de agotamiento de lastre.....	116
<b>Tabla 15:</b> Pérdidas de carga ramales de la línea de agotamiento de lastre a los tanques.....	117
<b>Tabla 16:</b> Pérdidas de carga líneas de descarga a los costados.....	118
<b>Tabla 17:</b> Pérdidas de carga línea de descarga al costado eyector de lastre.....	119
<b>Tabla 19:</b> Tubería de acero DIN 1626.....	131
<b>Tabla 20:</b> Diámetros y DN para cada una de las líneas.....	132
<b>Tabla 21:</b> Tubería de acero DIN 2458 (tubería de aireación).....	134
<b>Tabla 22:</b> Tubería de acero DIN 2458 (tubería de sonda).....	135
<b>Tabla 23:</b> Datos de entrada de diseño del sistema general de C.I por agua salada.....	136
<b>Tabla 24:</b> Cálculo de la altura total manométrica.....	140



<b>Tabla 25:</b> Características de las bombas principales.....	143
<b>Tabla 26:</b> Cálculo de la altura manométrica .....	147
<b>Tabla 27:</b> Diámetro nominal para cada tramo de tubería .....	148
<b>Tabla 28:</b> Tipo de válvula y material de la misma para cada tramo de tubería.....	149
<b>Tabla 31:</b> Pérdidas de carga lastrado .....	120
<b>Tabla 32:</b> Pérdidas de carga deslastrado mediante bombas de lastre .....	121
<b>Tabla 33:</b> Pérdidas de carga deslastrado mediante eyector de lastre.....	122
<b>Tabla 34:</b> Materiales para tubos rectos .....	151
<b>Tabla 35:</b> Válvulas de mariposa y de retención .....	151
<b>Tabla 36:</b> Orden 4-12 .....	152
<b>Tabla 37:</b> Importe total de la mano de obra .....	154
<b>Tabla 38:</b> Importe total Sistema de Lastre.....	154
<b>Tabla 39:</b> Materiales para tubos rectos .....	155
<b>Tabla 40:</b> Válvulas de mariposa .....	155
<b>Tabla 41:</b> Orden 3-12 .....	156
<b>Tabla 42:</b> Importe total de la mano de obra.....	157
<b>Tabla 43:</b> Importe total Sistema de Sentinas.....	158
<b>Tabla 44:</b> Materiales para tubos rectos .....	158
<b>Tabla 45:</b> Orden 2-15 .....	159
<b>Tabla 46:</b> Importe total mano de obra.....	160
<b>Tabla 47:</b> Importe total Sistema de Contraincendios .....	161
<b>Tabla 48:</b> Materiales para tubos rectos .....	161
<b>Tabla 49:</b> Orden 2-4 .....	162
<b>Tabla 50:</b> Importe total mano de obra.....	162
<b>Tabla 51:</b> Importe total Sistema de Ventilación y sonda .....	163





<b>Figura 1:</b> Sección cuaderna maestra .....	2
<b>Figura 2:</b> Ejemplo de disposición general de un bulkcarrier .....	3
<b>Figura 3:</b> Evolución tráfico de graneles en millones de toneladas.....	5
<b>Figura 4:</b> Clasificación de las bombas de uso más común en el sector naval .....	14
<b>Figura 5:</b> Movimiento del émbolo dentro de la bomba.....	15
<b>Figura 6:</b> Bomba rotativa de pistones radiales .....	17
<b>Figura 7:</b> Bomba de diafragma de doble disco .....	17
<b>Figura 8:</b> Bomba de tornillos de baja capacidad .....	19
<b>Figura 9:</b> Bomba rotativa de engranajes.....	20
<b>Figura 10:</b> Bomba de engranajes helicoidal .....	21
<b>Figura 11:</b> Bomba rotativa de lóbulos.....	22
<b>Figura 12:</b> Bomba de paletas .....	22
<b>Figura 13:</b> Vista esquemática bomba centrífuga y enumeración de sus componentes pp. ....	24
<b>Figura 14:</b> Elementos de una bomba centrífuga.....	25
<b>Figura 15:</b> Representación típica de un eyector .....	27
<b>Figura 16:</b> Esquema servicio de lastre.....	34
<b>Figura 17:</b> Conductos de los respiros y forma característica de los mismos en cubierta .....	35
<b>Figura 18:</b> Esquema simplificado servicio de sentinas.....	43
<b>Figura 19:</b> Esquema simplificado del sistema de sonda de un tanque .....	45
<b>Figura 20:</b> Disposición tanques de lastre, conductos de ventilación y tub. de aireación .....	49
<b>Figura 21:</b> Disposición de los respiros en cubierta.....	49
<b>Figura 22:</b> Salida a la cubierta superior de la tubería de aireación y sist. de no retorno .....	50
<b>Figura 23:</b> Sonda en tanque de lastre y pozo de sentina.....	52
<b>Figura 24:</b> Tapas de las tuberías de sonda .....	53



<b>Figura 25:</b> Aparición de gotas en la estructura de acero de bodegas.....	55
<b>Figura 26:</b> Ventilación forzada en bodegas (ventilación mecánica) .....	58
<b>Figura 27:</b> Períodos de ventilación.....	60
<b>Figura 28:</b> Ventilación natural en una bodega a plena carga .....	60
<b>Figura 29:</b> Sección ventilador tipo manual .....	61
<b>Figura 30:</b> Salida a la cubierta superior del conducto del ventilador .....	62
<b>Figura 31:</b> Termómetro para medir la temperatura de la carga a granel.....	64
<b>Figura 32:</b> Bomba principal de contraincendios .....	81
<b>Figura 33:</b> Conexión internacional a tierra.....	86
<b>Figura 34:</b> Sección válvula de compuerta/ Ejemplo de válvula de compuerta.....	88
<b>Figura 35:</b> Despiece válvula de bola.....	89
<b>Figura 36:</b> Válvula de mariposa mecánica/ manual .....	90
<b>Figura 37:</b> Sección de una válvula de no retorno.....	91
<b>Figura 38:</b> Configuración típica de una toma de mar .....	93
<b>Figura 39:</b> Sección de un eyector típico .....	94
<b>Figura 40:</b> Ejemplo de eyectores comerciales .....	94
<b>Figura 41:</b> Representación esquemática de una bomba centrífuga .....	95
<b>Figura 42:</b> Sección de la bomba y carcasa de la misma .....	97
<b>Figura 43:</b> Bomba principal de contraincendios .....	98
<b>Figura 44:</b> Tubería GRP.....	100
<b>Figura 45:</b> Unión de tuberías mediante brida .....	101
<b>Figura 46:</b> Unión de tuberías GRP mediante unión encastrada con adhesivos epoxy .....	102
<b>Figura 47:</b> Separador de sentinas. Modelo TURBO-MPB.....	104
<b>Figura 48:</b> Representación de la caída de presión interior de una bomba.....	125



<b>Figura 49:</b> Diagrama del fabricante para la elección del modelo de bomba .....	141
<b>Figura 50:</b> Recorrido agua de mar para el lastrado.....	120
<b>Figura 51:</b> Recorrido agua procedente de los tanques, para el deslastrado (bombas) .....	121
<b>Figura 52:</b> Recorrido agua procedente de los tanques, para el deslastrado (eyector).....	122



**(Por orden alfabético).**

**AFFF** =Aqueous Film Forming Foam (Tipo de espumógeno ).

**B**= Breadth (Manga).

**C**= Draught (Calado).

**C.I**= Contraincendios.

**D**= Depth (Puntal).

**DN**: Diámetro Nominal.

**GRE**= Plástico Reforzado con Epoxy.

**GRP** = Plástico Reforzado con vidrio.

**GT**= Gross Tonnage (Arqueo Burto).

**L**= Length (Eslora).

**m.c.a** = Metros de columna de agua.

**MCR**: Régimen Continúo Máximo.

**NPSH**: Net Positive Suction Head (Parámetro que indica la capacidad de las bombas de aspirar en vacío, es decir, altura máxima teórica de aspiración).

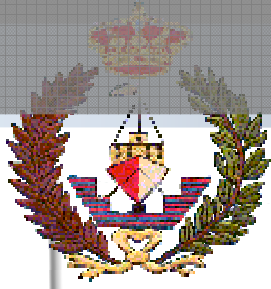
**OMI**: International Maritime Organization. Organización Marítima Internacional.

**PPM**: Partes Por Millón. (Forma común de expresar la concentración).

**SOLAS**: Convenio internacional para la seguridad de la vida humana en el mar.

**TPM**: Toneladas Peso Muerto.

**WC**: Water Closet (inodoro).



# CAPÍTULO I



# INTRODUCCIÓN





## 1.- Nociones básicas sobre el tipo de buque.

Los buques de transporte de carga sólida a granel, también conocidos como bulkcarriers son barcos que se dedican al transporte de cargas secas a granel. Suelen ser de gran tamaño (hasta 200.000TPM), superando en algunos casos los 300m de eslora. Normalmente navegan a baja velocidad.

Pueden transportar cereales, minerales o cargas mixtas (oil/bulk/ore carrier) (cargas secas y crudo). En el caso del transporte de cargas pesadas, sus bodegas están reforzadas para resistir golpes.

A menudo se describe a los buques de carga a granel como "las bestias de carga" de la flota mercante mundial. En la actualidad existen aproximadamente 5.500 bulkcarriers en servicio en todo el mundo, cifra que representa el 33% del arqueo de la flota mundial. Entre ellos figuran algunos de los buques más grandes del mundo, solamente superados en tamaño por un número reducido de petroleros. Sin ellos el comercio y la industria mundial se paralizarían.

Pese a su importante contribución a la vida moderna, los bulkcarriers son de los buques menos conocidos de la flota mundial. Esto se debe a que dichos buques operan normalmente entre terminales situados lejos de las ciudades y de las zonas portuarias tradicionales y pasan inadvertidos para el público en general. Cuando la gente los ve, los confunde con petroleros, con los que tienen características comunes en su aspecto exterior.

Con el desarrollo del comercio de graneles secos la flota de buques portagranes ha experimentado un rápido crecimiento. Son barcos en cuya cuaderna maestra aparecen mamparos inclinados tanto en la intersección del costado con la cubierta como con el doble fondo, que se extienden hasta 1/3 aproximadamente de la altura de la bodega, siendo continuos en la zona de carga. Con esta disposición de los mamparos se consigue reducir la superficie libre de la carga, previniendo el corrimiento de la misma. Reducir en la medida de lo posible el movimiento de la carga tiene gran influencia en la estabilidad del buque.

El lastre generalmente en este tipo de buques se puede disponer en el doble fondo o bien en las propias tolvas.

Con el objetivo de no entorpecer la cubierta y al mismo tiempo destinar los mejores espacios a la carga, llevan la cámara de máquinas y la superestructura a popa, así como los alojamientos y servicios destinados a la tripulación. La **figura 2** muestra la disposición general que suelen presentar este tipo de buques.

En cuanto al tipo de estructura usada en su construcción se opta por la mixta, siendo longitudinal en tolvas y doble fondo y transversal en los costados.

Los mamparos de división de bodegas son troquelados y presentan superficies lisas, evitando que la carga se quede ocluida cuando se está descargando, lo cual provocaría putrefacción, gases y corrosión.



Llevan tanques laterales altos y bajos, situados los primeros en el espacio comprendido entre la boca de la escotilla y el costado, debajo de la cubierta, y los segundos, aprovechando la zona del pantoque del buque, extendiéndose ambos a proa y a popa. En la **figura 1** se muestra una sección típica de la cuaderna maestra de un bulkcarrier.

**Figura 1.** Sección cuaderna maestra.



**Fuente:** Elaboración propia.

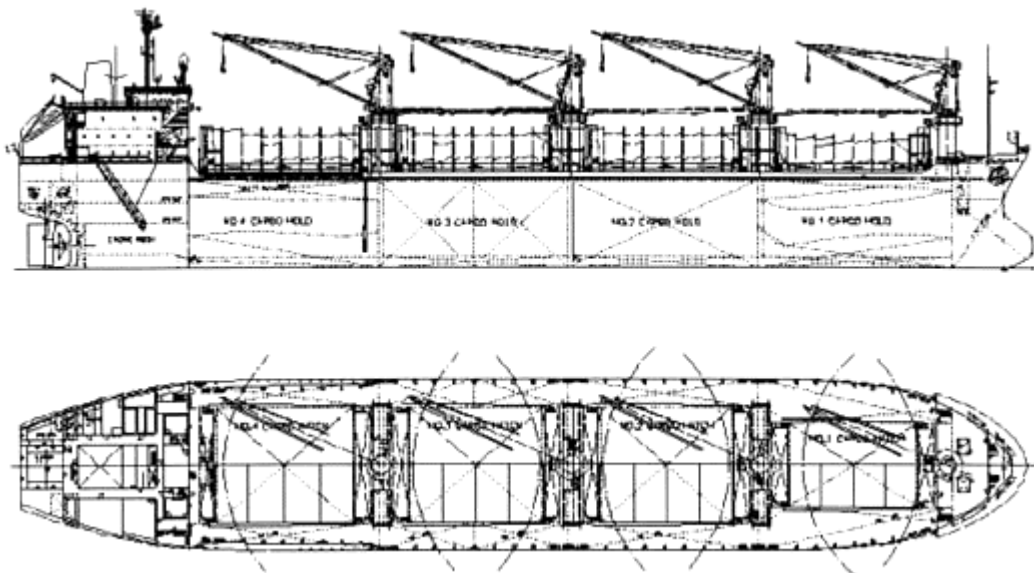
Algunos bulkcarriers cuentan con medios de carga y descarga propios, pero la mayoría para este tipo de operaciones dependen de medios ajenos al buque. Para facilitar estas labores, las escotillas de las bodegas son muy amplias, con mucha manga.



Dentro de este tipo de buques destacan los dedicados al transporte de mineral (mineraleros o carboneros). Su estructura está muy reforzada para soportar los bruscos balanceos y cabeceos originados por el bajo centro de gravedad de la carga, ya que esta tiene una relación peso volumen muy elevada.

También destacan los buques destinados al transporte de alimentos a granel, los cuales poseen los tanques laterales en sus costados para que, en caso de inundación, no se anegue la carga, mejorando al mismo tiempo, las condiciones de navegación.

**Figura 2.** Ejemplo de disposición general de un bulkcarrier.



**Fuente:** Libro "Construcción Naval y Servicios".



## 2.- La evolución de los bulkcarriers.

Los bulkcarriers fueron proyectados, en un principio, para llevar cargas secas que se transportan en grandes cantidades y que no precisan ir en bultos. Las principales cargas que se transportan a granel están constituidas por granos tales como el trigo, carbón, mineral de hierro, bauxita, fosfato y nitrato. La ventaja del transporte a granel de este tipo de carga es que los costos de embalaje pueden reducirse considerablemente y las operaciones de carga y descarga se realizan en menos tiempo.

Antes de la Segunda Guerra Mundial no existía una demanda real de buques bulkcarriers. El volumen de comercio por vía marítima de todos los minerales brutos ascendía tan sólo a 25 millones de toneladas en 1937 y la mercancía podía ser transportada en buques fleteros convencionales. Sin embargo, en los años cincuenta, el volumen del transporte de cargas a granel empezó a aumentar. En muchos casos, los minerales y otros productos básicos estaban lejos de los puntos donde se necesitaban y el modo más cómodo y económico de transportarlos era por vía marítima. Varias compañías de los Estados Unidos, Europa y, en un número cada vez mayor, del Japón, comenzaron a construir buques proyectados exclusivamente para el transporte de carga a granel. A medida que la demanda crecía y la tecnología de la construcción naval se perfeccionaba, el tamaño y la capacidad de transporte de carga de estos buques fueron aumentando. Esto permitió las mismas economías de escala que más tarde harían que el superpetrolero se convirtiera en un buque tan atractivo para los armadores de petroleros en los años setenta. Al aumentar al doble la cantidad de acero en la construcción de bulkcarriers la capacidad de transporte de carga de dichos buques se elevaba al cubo sin que por ello fuera necesario incrementar mucho el número de tripulantes.

Además, otros costos tales como el de combustible no aumentaban significativamente, ya que la velocidad no era un factor esencial para el transporte de carga a granel. El bulkcarrier moderno ha evolucionado gradualmente pero desde los años sesenta el proyecto típico ha sido el de un buque de casco sencillo con doble fondo y grandes bodegas de carga con tanques laterales de pantoque y tanques laterales superiores cubiertos con escotillas.

En los años setenta ya había bulkcarriers de peso muerto superior a 200.000 toneladas que disputaban a los superpetroleros el puesto de buques más grandes del mundo. Existen algunas otras similitudes entre los bulkcarriers y los petroleros que ayudan a entender por qué se confunde a unos con otros con tanta frecuencia. El modo más fácil de distinguir a un bulkcarrier de un petrolero es fijarse en las bodegas de carga del primero, que están cubiertas por escotillas que se elevan hasta una altura superior al nivel de cubierta. Un bulkcarrier de 36.000 toneladas de peso muerto puede tener cinco bodegas de carga y uno de 250.000 toneladas de peso muerto puede llegar a tener hasta nueve.

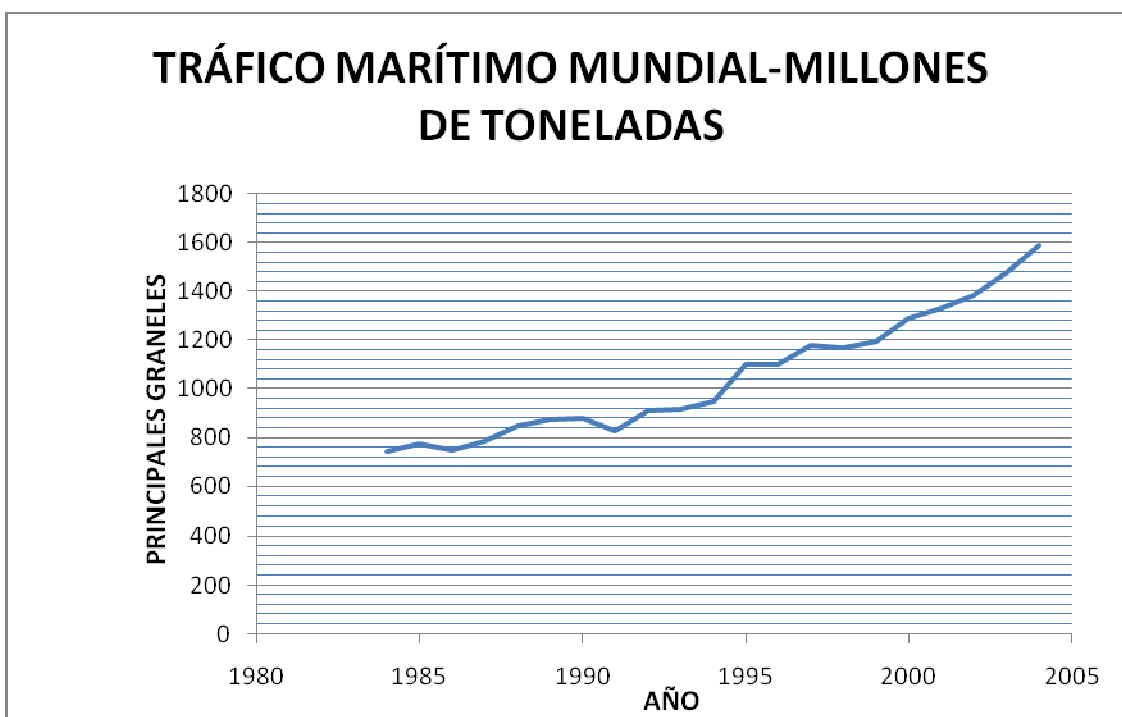
En los años setenta ya se construían buques que podían transportar hidrocarburos, minerales y otros tipos de carga seca. El objetivo era incrementar la flexibilidad operacional. Al igual que en el caso del transporte de petróleo, uno de los problemas del transporte marítimo de mercancías a granel es que todavía hoy los buques generalmente transportan carga en un solo sentido y retornan en lastre, ya que no tienen mercancía que transportar a su regreso.



Sin embargo, los mineraleros-graneleros-petroleros no han llegado nunca a utilizarse como los bulkcarriers o petroleros debidos, en parte, a que su complejidad estructural eleva notablemente los costes de construcción y explotación.

En la actualidad, los bulkcarriers representan un alto porcentaje del comercio mundial, y en la mayor parte de los casos el transporte se realiza en condiciones de seguridad. Tal y como se muestra en la **figura 3**, y según informa la Asociación Internacional de Buques de Carga Seca (Intercargo), en 1990-1994 el 99,90% de las cargas secas a granel fue entregado sin incidentes. Cabe reseñar asimismo que en el caso del mineral de hierro esa cifra ascendía al 99,71% y en el del grano y el carbón a un 99,97%. El volumen de carga que se transporta es enorme. En 1.996, según datos proporcionados por Intercargo, se transportaron por mar 1 092 millones de toneladas de mineral de hierro, carbón, grano, bauxita y fosfatos. Asimismo, otros 703 millones de toneladas de productos tales como acero, cemento, hierro en lingotes, fertilizantes y azúcar fueron transportados en buques de carga a granel.

**Figura 3.** Evolución tráfico de gráneles en millones de toneladas.



**Fuente:** INTERCARGO.



### **3.- Seguridad.**

#### **3.1.- La mejora de las condiciones de seguridad de la carga.**

Las cargas de grano tienden a contraerse en el transcurso de un viaje debido a que el aire que hay entre los granos es expulsado cuando éstos se asientan (este fenómeno se denomina "asentamiento"). Se forma entonces un vacío entre la parte superior de la carga y la tapa de escotilla. Esto hace que la carga se mueva de lado a lado con el balance y cabeceo del buque. Este movimiento puede provocar que el buque escora, y aunque inicialmente el buque tienda a corregir naturalmente este movimiento, la escora puede hacerse más pronunciada. En el peor de los casos el buque puede zozobrar.

Este problema era sobradamente conocido y en el Convenio SOLAS de 1960 se había dedicado un capítulo entero, (el capítulo VI), a las medidas de precaución que debían adoptarse para impedirlo pronto. Se demuestra que en dicho convenio se subestimaba el asentamiento que se produce en las cargas de grano. Dichas reglas se tomaron como base de las nuevas prescripciones de carácter internacional que serían incorporadas posteriormente en el capítulo VI del Convenio SOLAS de 1974.

Desde entonces el Código ha sido actualizado regularmente y está permanentemente sometido a examen por el Subcomité de Transporte de Mercancías Peligrosas, Cargas Sólidas y Contenedores.

#### **3.2.- La mejora de la seguridad estructural del buque.**

Las medidas tomadas por la OMI contribuyeron indudablemente a resolver muchos de los problemas relacionados con el transporte de carga a granel, tales como el corrimiento de carga y la consiguiente pérdida de estabilidad del buque. Durante los años ochenta el número de accidentes de bulkcarriers disminuyó y en opinión de muchos observadores parecía que el problema general de la seguridad de los bulkcarriers se había resuelto.

Sin embargo, en 1990 la situación cambió bruscamente: se hundieron 20 bulkcarriers y 94 personas perdieron la vida. En 1991 se hundieron otros 24, con un saldo de 154 muertos. Este cambio fue tan espectacular e inesperado que cundió la alarma en toda la comunidad marítima.

Cada vez se fue haciendo más evidente que muchos de los bulkcarriers hundidos, algunos sin dejar rastro, padecían graves deficiencias estructurales.

Pese a ser muchas y diversas las causas de lo acontecido, los análisis realizados durante los últimos años sobre los bulkcarriers han permitido extraer algunas conclusiones.





### 3.2.1.- La importancia de la edad.

No hay duda de que existe un vínculo claro entre los accidentes y la edad de los bulkcarriers.

En julio de 1995 Lloyd's Register publicó un estudio sobre la seguridad de los bulkcarriers (titulada Bulk carriers-an Update) en el cual se afirmaba que "históricamente, la edad crítica para que un bulkcarrier sufra un accidente se sitúa entre los 14 y los 18 años.

### 3.2.2.- La corrosión y la fatiga.

Hay muchas más posibilidades de que la corrosión afecte a una zona más amplia y actúe de un modo más rápido en un buque que en otras estructuras sencillamente por el hecho de que éste está continuamente en contacto con el agua, generalmente salada. La corrosión también puede ser más rápida debido al efecto de algunas cargas, especialmente aquellas que se transportan a granel. Por ejemplo, la humedad de algunas cargas a granel puede afectar al grado de humedad de algunas bodegas de carga. Puede incluso llegar a formarse ácido sulfúrico por la combinación de residuos de azufre (procedentes del carbón) y agua resultante de la condensación.

Hay distintas maneras de evitar la corrosión, o al menos, de evitar que ésta se convierta en un problema. Los tanques se pueden pintar con revestimientos especiales y lavarse con cuidado. Sobre todo, hay que controlar continuamente las señales de corrosión o de fatiga que puedan aparecer en el casco y otras estructuras del buque.

El Lloyd's Register concluía que la principal causa de la mayor parte de los siniestros es la incapacidad de la estructura de los costados de resistir la combinación de los fenómenos de corrosión local, agrietamiento debido a la fatiga y daños resultantes del servicio.

### 3.2.3.- Factores operativos.

El modo en que se lleven a cabo las operaciones de carga puede dar lugar a serios problemas. Las cargas de alta densidad, como el mineral de hierro, a menudo se transportan en bodegas alternas, para así elevar el centro de gravedad del buque y moderar sus movimientos de balanceo. Esto hace, sin embargo, que se someta a las cuadernas y esloras a un mayor esfuerzo y, debido a que las bodegas que transportan mineral de hierro no están completamente llenas, puede haber una mayor flexión de las cuadernas de costado. En opinión del Lloyd's Register, el resultado final es que se ejerce un mayor esfuerzo sobre los elementos internos del casco. Esto puede ser perfectamente admisible en el caso de un buque nuevo, pero no en el caso de un buque que lleva 20 años prestando servicio en condiciones difíciles sin la debida atención.

En el punto de destino pueden surgir otros problemas. Por ejemplo, la carga a granel se retira de las bodegas por medio de enormes cucharas que pueden pesar hasta 36 toneladas. Las últimas toneladas de carga que pueden quedar en el alma de las cuadernas y otras partes de la bodega se retiran generalmente por medio de explanadoras y de martillos hidráulicos



acoplados a los brazos móviles de tractores. Siempre existe el peligro de dañar involuntariamente el casco durante esta operación, especialmente si éste adolece de corrosión o fatiga.

### 3.2.4.- Acero de gran resistencia a la tracción.

El uso de este tipo de acero presenta una serie de ventajas como son que las planchas pueden ser más finas sin que ello suponga una pérdida de resistencia, se reducen los costos de construcción y permite que el buque pueda transportar más carga, etc.

Sin embargo, por todas estas ventajas hay que pagar un precio. Uno de los problemas es que este acero se oxida casi tan rápidamente como el acero suave. Debido a que las planchas son más finas que las de acero suave, hay más posibilidades de que la corrosión alcance un punto de peligro más rápidamente. Otro problema es que los buques construidos con este acero son más susceptibles de padecer problemas estructurales debido al modo en que se transmite la carga a través de los componentes estructurales del buque y a la interdependencia de la reacción de las estructuras.

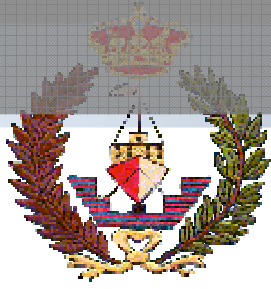
### 3.3.- Medidas de la OMI.

La resolución A.713 (17) ("Seguridad de los buques que transporten cargas sólidas a granel") se aprobó puntualmente y contiene medidas provisionales para incrementar la seguridad de los buques que transportan cargas sólidas a granel.

Se señala que las operaciones de carga y lastrado pueden someter la estructura de los buques que transportan cargas sólidas a granel a esfuerzos flectores y cortantes más severos, así como a un desgaste importante. También se alude a los peligros que entrañan ciertas cargas a granel en razón de su elevada densidad y propensión al corrimiento.

Se resaltaba, asimismo, la importancia de que no se ejerzan demasiados esfuerzos en la estructura del buque durante las operaciones de carga y se instaba a los Gobiernos a que prestaran especial atención a la integridad y navegabilidad de los buques al aplicar los procedimientos de supervisión por el Estado rector del puerto siguiendo las prescripciones del Convenio SOLAS.

El impacto de esta resolución y las medidas tomadas por las sociedades de clasificación más importantes tuvieron un efecto beneficioso inmediato. La cifra de bulkcarriers perdidos descendió a dos en el siguiente año.



# CAPÍTULO 2



## OBJETO DEL PROYECTO



### **1.- Objeto del proyecto.**

El objeto del presente proyecto es realizar un estudio exhaustivo de los Sistemas de Seguridad del Casco y espacios de carga de un Bulkcarrier de 160.000 TPM. Para ello se van a estudiar por separado una serie de sistemas, de los cuales se llevará a cabo una definición y dimensionamiento de los mismos, basados en el cumplimiento de las normativas correspondientes y apoyados en los esquemas de tubería que sean necesarios. Los sistemas que se van a estudiar de forma detallada, son los siguientes:

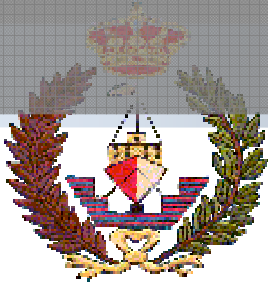
- Lastre en zona de carga.
- Sentinas de Cámara de Máquinas y zona de carga.
- Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas.
- Contraincendios en zona de carga.

Para definir y dimensionar estos sistemas se tendrán en cuenta tanto las Reglas y Regulaciones para la clasificación de Buques del Lloyd's Register (edición de Julio de 2003) y del Germanischer Lloyd, las cuáles que actuarán en el proyecto como sociedades de clasificación, la normativa del Solas 1974 (consolidado 2004), la cual determina las condiciones de seguridad de las personas y la carga, así como el MARPOL, que regulará la contaminación en el medio marino.

### **2.- Alcance del proyecto.**

A la vista de los objetivos relacionados anteriormente, con el desarrollo del presente trabajo, se pretenden establecer los siguientes puntos:

- Breve descripción de la operación de los sistemas y verificación del cumplimiento de reglas.
- Especificación de equipos y elementos.
- Esquemas.



# CAPÍTULO 3

## MEMORIA DESCRIPTIVA



# APARTADO 1

## RECOPIACIÓN CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE



Universidad  
de Cádiz





### **1.-Tipo de buque y características principales.**

El buque será un Bulkcarrier con una cubierta de francobordo continua, espejo de popa, proa de bulbo y timón semicompensado.

Este podrá transportar cargas a granel de cereales, minerales o carbón en nueve bodegas. Las bodegas 2, 4, 6 y 8 pueden estar vacías cuando el buque este transportando algún tipo de mineral. En el caso de que la carga sea carbón, este puede ser transportado utilizando todas las bodegas, usando solo las impares, o bien, usando solo las pares.

Tanto la cámara de máquinas como el alojamiento serán dispuestos a popa.

Los tanques de lastre se dispondrán en los espacios superiores de los costados, en el doble fondo de las bodegas de carga y en la tolva de draga inferior. Se dispondrán tres túneles en la zona central del doble fondo. (Dos de ellos para el paso de tuberías y uno diseñado para ser inundado como principal colector de lastre).

La bodega Nº 4 puede ser dispuesta como bodega inundable para lastre.

Las bodegas Nº 1, 2, 6, 8, 9 pueden ser llenadas con agua de lastre en puerto hasta un nivel máximo de 9 m por encima de la tapa de doble fondo.

Los tanques de almacenamiento de fuel-oil se dispondrán a ambos lados de la cámara de máquinas.

El buque será propulsado por motor diésel lento acoplado directamente a una sola hélice, a través de una línea de ejes.

### **2.- Disposición general.**

Para la descripción del buque a lo largo del presente capítulo, este será dividido en las siguientes zonas:

- Casco.
- Cámara de máquinas.

Son objeto de este proyecto las zonas referidas a la zona de máquinas y al caso, a continuación se describen brevemente las características principales de dichas zonas.

#### **2.1.- Casco.**

Esta zona incluye todos las partes externas e internas del buque, con excepción del alojamiento y la cámara de máquinas.





### APARTADO 1: Recopilación de las características del buque

El casco se dividirá por mamparos y cubiertas en los siguientes espacios:

- Pique de proa, caja de anclas, pañol de proa.
- Doble fondo y tanques superiores laterales de lastre.
- Bodegas de carga.
- Tanques de agua dulce.
- Pique de popa (lastre) y local del servomotor.

#### 2.2.- Cámara de máquinas.

Este área incluye el interior de la cámara de máquinas, todos los tanques dispuestos entre el mamparo principal de proa de la cámara de máquinas y el mamparo de popa de la misma, incluidos el doble fondo y los tanques laterales, tanques de combustible, el interior de la carcasa del motor y el interior de la chimenea.

El doble fondo de la cámara de máquinas incluye tanques de diésel-oil, tanque de aceite, tanques de alivio/ rebose, tanques de sentinas así como cajas de mar, pozos de sentina y coferdams.

Los pañoles de maquinistas y electricistas, los talleres, la sala de control de máquinas y la sala de purificación de fuel se dispondrán en la cámara de máquinas.

#### 3.- Dimensiones principales de diseño.

En la **tabla 1** se especifican las dimensiones principales de diseño del buque objeto del presente proyecto.

**Tabla 1.** Dimensiones principales de diseño.

DIMENSIÓN	LONGITUD (m)
ESLORA TOTAL	289 m
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES	280,5 m
MANGA DE TRAZADO	43,20 m
PUNTAL DE TRAZADO	24,20 m
CALADO DE DISEÑO	16,50 m
CALADO DE VERANO	17,85 m

**Fuente:** Elaboración propia.



#### 4.- Capacidades de diseño.

Según se muestra en la **tabla 2**, las capacidades de diseño de los tanques, serán aproximadamente las siguientes (100%):

**Tabla 2.** Capacidades de diseño.

TANQUES	CAPACIDAD (m <sup>3</sup> )
CAPACIDAD TOTAL DE LAS BODEGAS DE CARGA INCLUYENDO ESCOTILLAS (GRANO)	183,800 m <sup>3</sup>
CAPACIDAD TOTAL DE AGUA DE LASTRE SEGREGADO (INCLUYENDO PIQUES)	54,600 m <sup>3</sup>
CAPACIDAD TOTAL DE LASTRE (INCLUYENDO PIQUES Y BODEGAS INUNDABLES)	75,600 m <sup>3</sup>
AGUA DULCE	450 m <sup>3</sup>

**Fuente:** Elaboración propia.

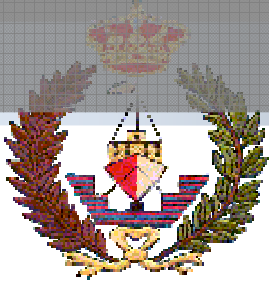
#### 5.- Propulsión, velocidad y consumo.

En motor principal será capaz de desarrollar un régimen continuo máximo MCR de 16,140 KW (21,650 BHP) a 86 rpm.

La velocidad del buque con un calado medio de 16.50 m con calados iguales o con asiento idóneo será de aproximadamente 15 nudos realizando las pruebas con las condiciones ideales de operación y con el motor principal entregando una potencia de 12,640 KW (16,945 BHP) a la hélice.

Navegando en condición de lastre, con un calado medio de 9,8 m con calados iguales o con asiento idóneo, y las mismas condiciones en las pruebas de navegación y potencia, la velocidad desarrollada será de 15,6 nudos.

El consumo de fuel del motor principal en el banco de pruebas será de 171 gr/KW/h (126 gr/BHP/h), con una tolerancia del 3% cuando se quema combustible ligero con un valor calorífico (LVC) menor o igual de 42,705 KJ/Kg. (10,200 Kcal/Kg) y funcionando el motor principal al 90% MCR bajo las condiciones ambientales establecidas en la norma ISO 3046 / 1, tercera edición 1986-08-15).



# CAPÍTULO 3

## MEMORIA DESCRIPTIVA



# APARTADO 2

## BOMBAS HIDRÁULICAS



### 1.- Introducción.

Un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido determinado adquiere en forma de presión o de velocidad.

Así tendremos bombas que se utilizan para cambiar la posición de un cierto fluido. Un ejemplo lo constituye una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie.

Un ejemplo de bombas que suministran energía de presión sería una bomba en un oleoducto, donde las cotas de altura, así como los diámetros de las tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuviesen en la conducción.

Existen bombas trabajando con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad. Sin embargo, a este respecto, hay muchas confusiones en los términos de velocidad y presión, por la acepción que llevan implícita las expresiones de fuerza y tiempo. En la mayoría de las aplicaciones de energía conferida por una bomba es una mezcla de las tres, las cuales se comportan de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de la Mecánica de Fluidos.

Aunque se puede definir genéricamente como bomba a toda turbomáquina consumidora de energía mecánica, específicamente se denomina bomba a la que se utiliza para elevar líquidos. Cuando el fluido es un gas, se llama:

- **Ventilador**, cuando el incremento de presión es muy pequeño, hasta los 0,07 bar.
- **Soplante**, cuando el incremento está entre 0,07 y 3 bar.
- **Compresor**, cuando supera los 3 bar.

### 2.- Clasificación de las bombas.

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es conveniente hacer una adecuada clasificación. La que se considera más completa, es la del "Hydraulic Institute", en su última edición, aunque la clasificación que se muestra a continuación en la **figura 4** es un resumen de esta, enumerando los tipos de bombas más usuales en construcción naval. El mencionado Instituto tiene como miembros a más de cincuenta compañías fabricantes de equipos de bombeo en todo el mundo y se ha preocupado por mantener al día los llamados "estándares", por lo que dicha clasificación es muy fiable.



**Figura 4.** Clasificación de las bombas de uso más común en el sector naval.



**Fuente:** Hydraulic Institute.

La clasificación anterior, permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables, los diferentes líquidos a manejar, etc., se entiende la importancia de este tipo de maquinaria.

La división principal entre tipos de bombas, se realiza en cuanto a la base de funcionamiento se refiere:

- Bombas de desplazamiento positivo.
- Bombas de intercambio de cantidad de movimiento (energía cinética).

A continuación se estudiarán más detalladamente los tipos de bombas utilizadas en el sector naval, y entre las cuales hay que elegir qué tipo de bomba será la utilizada para cubrir los servicios del presente proyecto.

### **3.- Bombas de desplazamiento positivo.**

Las bombas de desplazamiento positivo constituyen un gran grupo dentro de los tipos de bombas, a su vez, estas se subdividen en: alternativas y rotativas. El funcionamiento se basa en el principio del desplazamiento positivo, el cual consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.

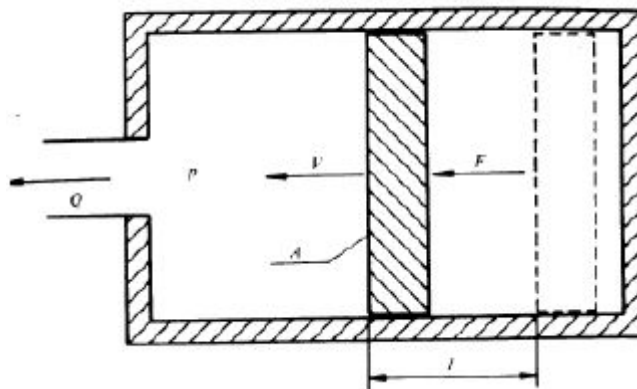
Estas bombas se caracterizan por tener un elemento móvil dentro de una cámara estacionaria, que obliga al fluido a avanzar a través de la máquina. Un sistema consiste en colocar en el contorno dos válvulas, una de entrada y otra de salida, que cierran y abren



alternativamente; la primera permite la entrada de fluido al recinto y la segunda permite la salida.

En el interior del cilindro se mueve un émbolo con movimiento uniforme y una velocidad  $V$  hay un fluido a la presión  $p$ . Se supone que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada  $F$ . El émbolo al moverse desplaza el fluido a través del orificio tal y como se muestra en la **figura 5**.

**Figura 5.** Movimiento del émbolo dentro de la bomba.



**Fuente:** Libro "Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas".

Una máquina de desplazamiento positivo, presenta las siguientes características principales respecto a otros tipos:

El órgano intercambiador de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotativo (rotor). Sin embargo en las máquinas de desplazamiento positivo tanto alternativas como rotativas, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión de una bomba) y disminuye de volumen (impulsión). Por esta razón a estas máquinas se les llama también volumétricas.

El intercambio de energía de fluido se hace siempre en forma de presión, en contraposición a las turbomáquinas, en que los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del flujo juegan un papel esencial.

### 3.1.- Alternativas.

Las bombas alternativas son usadas en aquellas aplicaciones que requieren altas presiones a relativamente bajas capacidades. En estas bombas de desplazamiento positivo, la presión es desarrollada mediante el movimiento alternativo de un elemento que aplica a su vez una fuerza directamente contra el fluido contenido dentro de un cilindro cerrado. Estas bombas tienen dos elementos básicos: el cilindro de líquido y el cilindro motor.



### 3.1.1.- Cilindro de líquido.

La parte de una bomba alternativa por la que fluye el fluido es conocida como cilindro de líquido. Durante cada carrera de aspiración, el volumen del cilindro aumenta al desplazarse el pistón hacia atrás, produciéndose una reducción de la presión interna del mismo. Cuando esta presión está suficientemente por debajo de la presión de aspiración, la válvula de aspiración se abre y el fluido a bombear penetra en el cilindro. Cuando se completa la carrera de aspiración se produce el movimiento inverso del pistón, empujando el fluido que llena el cilindro. La presión del fluido aumenta hasta que se alcanza un valor superior a la presión de descarga, abriéndose en este momento la válvula de descarga a la tubería.

Muchos pistones están dispuestos de tal forma que permite descargar y aspirar al mismo tiempo, son conocidos como cilindros de doble efecto, obteniéndose dos carreras de aspiración y descarga para cada ciclo completo.

### 3.1.2.- Cilindro actuador.

Los cilindros actuadores usados en las bombas alternativas pueden ser divididos en dos grupos básicos: actuadores directos y eléctricos. Asimismo los actuadores directos pueden trabajar con vapor, aire comprimido o cualquier otro gas. Las bombas de este tipo son conocidas de forma general como bombas alternativas de vapor y el cilindro motor como cilindro de vapor.

Las bombas alternativas eléctricas están accionadas mediante un motor eléctrico y disponen de los elementos mecánicos necesarios para convertir el movimiento rotativo del motor en movimiento alternativo de los pistones del cilindro de líquido.

### 3.1.3.- Características.

El volumen desplazado por ciclo en el cilindro de líquido es constante, y es una función del diámetro exterior y de la longitud de la carrera del pistón. La capacidad entregada por una bomba eléctrica alternativa se consigue mediante válvulas sincronizadas que aumentan la capacidad de aspiración cuando la capacidad entregada se reduce. La presión desarrollada mediante las bombas alternativas se ajusta automáticamente mediante la contrapresión o resistencia del sistema. Para prevenir sobrepresiones se disponen válvulas de seguridad en la descarga de la bomba.

El fluido no se descarga de manera continua sino que se producen pulsaciones tanto en el flujo como en las presiones de descarga, que se pueden minimizar instalando dispositivos adecuados.

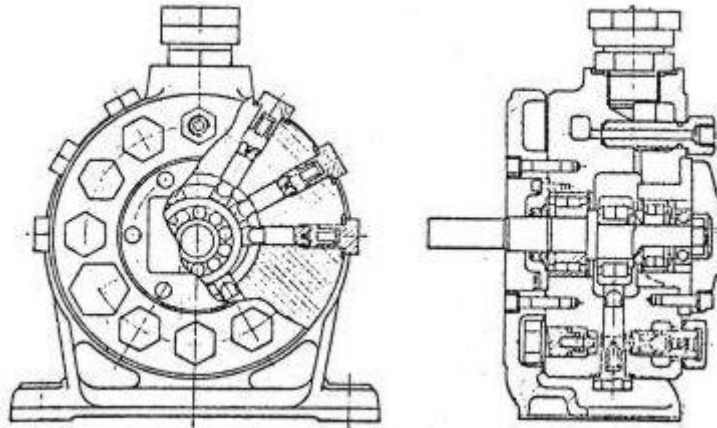




### 3.1.4.- Bombas rotativas de pistones.

El bombeo en las bombas rotativas de pistones, la cual se clasifica algunas veces como bomba rotativa, se consigue mediante el movimiento alternativo de múltiples pistones de simple efecto. En la **figura 6** se muestra una representación típica de este tipo de bombas.

**Figura 6.** Bomba rotativa de pistones radiales.

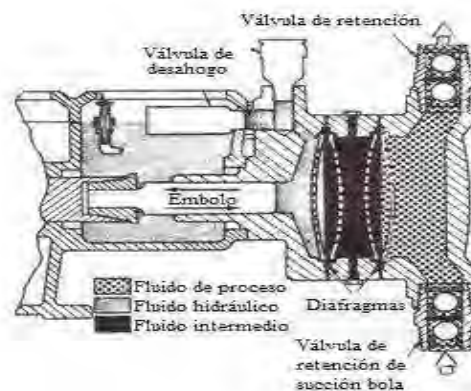


**Fuente:** Libro “Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas”.

### 3.1.5.- Bombas de diafragma.

Las bombas de diafragma son bombas de desplazamiento positivo en las que la acción de bombeo es desarrollada mediante el movimiento alternativo de una membrana flexible asegurada en su periferia a las paredes de la envuelta de la bomba tal y como se puede apreciar en la **figura 7**. A su vez el movimiento de la membrana puede ser inducido por medios mecánicos, hidráulicamente por líquidos presurizados o neumáticamente con aire o gas comprimido.

**Figura 7.** Bomba de diafragma de doble disco.



**Fuente:** Libro “Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas”.



### 3.2.- Rotativas.

Las bombas rotativas, al igual que las alternativas, son bombas de desplazamiento positivo. El desplazamiento teórico de una bomba rotativa viene dado por el volumen de líquido movido en cada vuelta; y su capacidad, cantidad de líquido desplazado en las condiciones especificadas, es proporcional a la velocidad (menos las pérdidas) de giro de la bomba.

Todas las bombas rotativas funcionan bajo el principio de que sus partes giratorias recogen el líquido en la aspiración y lo fuerzan con su giro a través de la descarga. El fluido queda atrapado en las cavidades del elemento rotativo de la bomba que a su vez queda sellado por la propia envuelta de la misma. Al girar el rotor, el fluido es empujado hacia el exterior de la envuelta. El rotor comunica la aspiración con la descarga, creándose en el movimiento un vacío parcial en la aspiración que permite que el fluido aspirado quede atrapado en las cavidades del rotor. Debido a la estanqueidad entre la aspiración y la descarga, no se requieren válvulas internas. La estanqueidad del rotor se consigue mediante juntas o cierres mecánicos.

Las bombas rotativas pueden ser de: tornillo, de engranajes, de lóbulos y de paletas.

Son particularmente útiles cuando se trata de trasegar líquidos viscosos, como: fuel, aceite, gas-oil y similares. Se utilizan también en el movimiento de líquidos poco viscosos como agua y gasolina en los sitios donde se necesita una gran altura de aspiración.

Son accionadas por medio de un motor eléctrico o una turbina de vapor; algunas bombas rotativas de lubricación se mueven por medio de engranajes accionados por el eje de la misma máquina que queremos lubricar (bombas “arrastradas”). Los huelgos de construcción de las bombas rotativas son muy pequeños, para evitar fugas de líquido y debido a ello trabajan normalmente a poca velocidad para que dichos huelgos no varíen. Hacerlas funcionar a velocidades altas podría originar erosiones y desgastes excesivos.

#### 3.2.1.- Bombas de tornillo.

Existen muchas variaciones en los diseños de las bombas de tornillos, las diferencias fundamentales entre ellas son:

- el número de tornillos.
- el paso de los tornillos: largo ó corto.
- la dirección del flujo: simple ó doble.



Los tipos mas usados son:

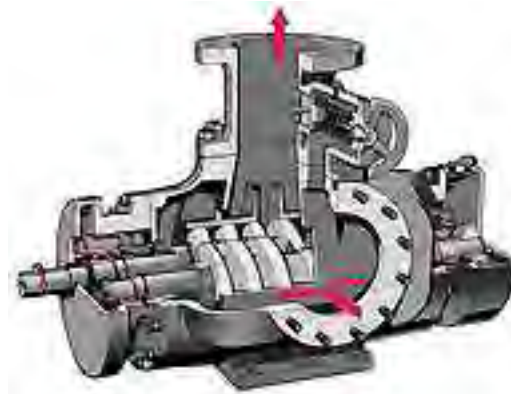
#### 3.2.1.1.-Bomba de doble flujo de dos tornillos de paso corto:

Esta formada por dos pares de tornillos que engranan entre si con poco huelgo, montados sobre ejes paralelos. Cada par de tornillos va roscado en forma opuesta al otro par, uno de los ejes es el conductor y mueve al otro a través de un juego de engranajes en “V” de conducción, que sirven asimismo para mantener los huelgos adecuados y conseguir un funcionamiento silencioso.

Todos los huelgos son muy pequeños y no existe contacto real entre los hilos de los tornillos o entre estos y las paredes del cilindro que los contiene.

La recogida de líquidos por los tornillos, produce una disminución de presión en la parte de aspiración lo cual obliga al líquido a subir a lo largo de la tubería de aspiración. La bomba es reversible y puede utilizarse invirtiendo el giro, con lo que la parte central será ahora aspiración, descargando el líquido por los extremos de los tornillos. En la **figura 8** se puede apreciar el recorrido natural del fluido en este tipo de bombas.

**Figura 8.** Bomba de tornillos de baja capacidad.



**Fuente:** [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com)

#### 3.2.1.2.- Bomba de doble flujo de tres tornillos de paso largo:

El tornillo central mueve a los laterales (rotores conducidos), directamente sin engranajes exteriores, siendo el diámetro de estos últimos menor que el del central. El líquido a bombear entra por la abertura de aspiración, fluye alrededor de las camisas de los cilindros y a través de los tornillos en corrientes opuestas hacia el centro donde se descarga, lo que elimina el empuje hidráulico no equilibrado. Tanto el empaquetado del eje como el cuerpo de la bomba están sometidos solamente a la presión de aspiración, permitiendo una construcción ligera.

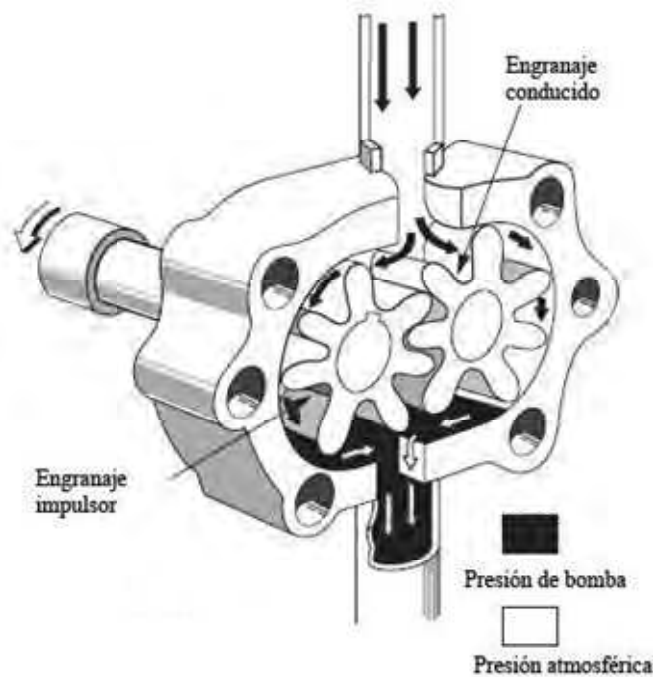


### 3.2.2.- Bombas de engranajes.

#### 3.2.2.1.- Bomba de engranajes simples:

Esta formada por dos ruedas dentadas que engranan y giran en sentidos opuestos. Los huecos entre los extremos de los dientes y la envuelta son solamente de unas décimas de milímetro. Un líquido que ocupe el espacio existente entre dientes y envuelta, debe seguir a los dientes en su giro. Al engranar los dientes, el espacio entre ellos desaparece y el líquido es empujado hacia la descarga. Al continuar el giro los dientes se desengranan y el espacio entre ellos y la envuelta queda vacío (y con vacío), llenándose de líquido al llegar a la zona de aspiración. En la **figura 9** se puede observar la sección de una bomba rotativa de engranajes, así como el recorrido del fluido por el interior de la misma.

**Figura 9.** Bomba rotativa de engranajes.



**Fuente:** [www.sapiensman.com](http://www.sapiensman.com).

Cuando se utilizan ruedas dentadas con gran número de dientes, la descarga es relativamente suave y continua, pues salen pequeñas cantidades de líquido en rápida sucesión.



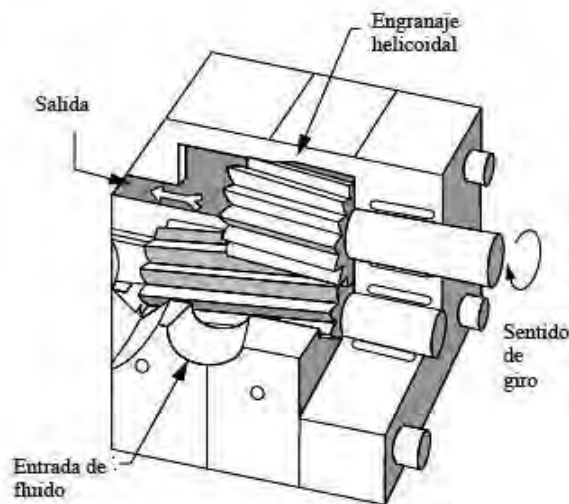
### 3.2.2.2.- Bomba de engranajes en “V”:

Es una modificación de la bomba de engrajes simple. La principal diferencia en su funcionamiento, es que la punta de la sección central de los espacios entre los dientes comienza a descargar antes de que los extremos de los dientes precedentes hayan terminado de hacerlo, lo que tiende a producir una descarga continua.

### 3.2.2.3.- Bomba de engranajes helicoidales:

Es otra modificación de los engranajes simples. A causa del diseño helicoidal de sus dientes el solape entre las descargas de dientes sucesivos es aún mayor que en la de engranajes en “V” y el flujo de descarga es todavía más suave. Debido a ello puede construirse con pocos dientes para conseguir mayor capacidad sin perder su característica de descarga continua. En la **figura 10** se muestra una representación esquemática de este tipo de bomba.

**Figura 10.** Bomba de engranajes helicoidal.



**Fuente:** [www.sapiensman.com](http://www.sapiensman.com).

### 3.2.2.4.- Bombas de lóbulos:

Aunque estas bombas pueden parecer similares a las de engranajes, no lo son realmente, debido a que los elementos rotatorios no son capaces de conducirse uno a otro. Uno de los rotores se mueve por medio del eje conductor y el otro por los engranajes acoplados al mismo. Los lóbulos, son considerablemente más grandes que los dientes de una bomba de engranajes. Algunos diseños de este tipo de bombas van provistos de suplementos reemplazables, es decir, de placas delgadas situadas en los extremos de los lóbulos donde hacen contacto con la envuelta; asegurándose de esta forma la estanqueidad y absorbiendo los desgastes. En la **figura 11** se puede observar la carcasa exterior (envuelta), así como los



elementos rotatorios alojados en el interior los cuales se encargan de suministrar energía cinética al fluido.

**Figura 11.** Bomba rotativa de lóbulos.

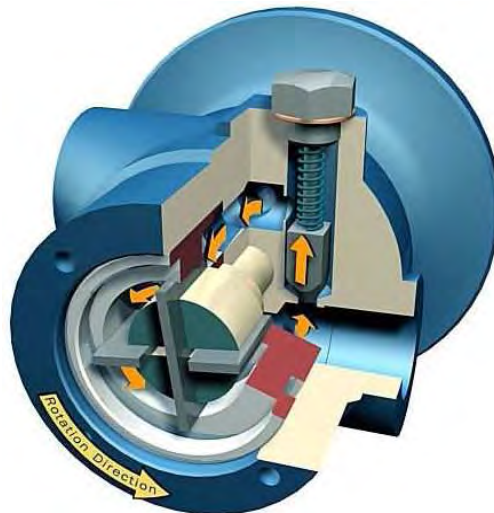


**Fuente:** [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com)

### 3.2.3.- Bombas de paletas:

Tal y como se puede observar en la **figura 12** esta bomba esta formada por un cuerpo cilindro hueco, un rotor en forma cilíndrica de menor diámetro que el del cuerpo de la bomba gira movido por un eje excéntrico respecto al cilindro hueco, de forma que el huelgo entre el rotor y el cilindro sea mínimo en la parte alta y máximo en la parte baja. El rotor va provisto de paletas que oscilan hacia dentro y fuera con el giro y mantienen cerrados los espacios entre el rotor y las paredes del cilindro.

**Figura 12.** Bomba de paletas.



**Fuente:** [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com)





Las paletas recogen el líquido en la aspiración y lo llevan hasta la descarga donde la concentración de los espacios lo obliga a salir. Las paletas pueden oscilar sobre pivotes o deslizarse por ranuras hechas en el rotor.

#### 4.- Bombas de energía cinética.

Estas forman parte de las turbomáquinas, y atendiendo a la dirección del flujo a la salida del rodete, se dividen en:

- Bombas centrífugas o radiales, salida perpendicular al eje.
- Bombas de hélice, flujo paralelo al eje.
- Bombas heliocentrífugas, de flujo mixto.

Este tipo de bombas cuyo uso esta muy extendido en construcción naval fundamentalmente consisten en un rodete que gira acoplado a un motor. Un elemento rotativo mueve el fluido en el sentido de su rotación generando energía por razón a su movimiento pudiéndose variar dependiendo de la masa y resistencia de la línea de descarga.

En la aspiración el fluido recoge la energía cinética producida por el giro de las palas y se transforma en caudal al ser impulsado hacia fuera de la bomba. En definitiva, es una transformación de energía cinética en presión.

Forman parte de este grupo las bombas centrífugas, con todos sus tipos y variantes, así como los eyectores. A continuación se describen los tipos mas importantes de bombas cuyo funcionamiento esta basado en la energía cinética.

##### **4.1.- Bombas Centrífugas.**

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) **Una tubería de aspiración**, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) **El impulsor o rodete**, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que





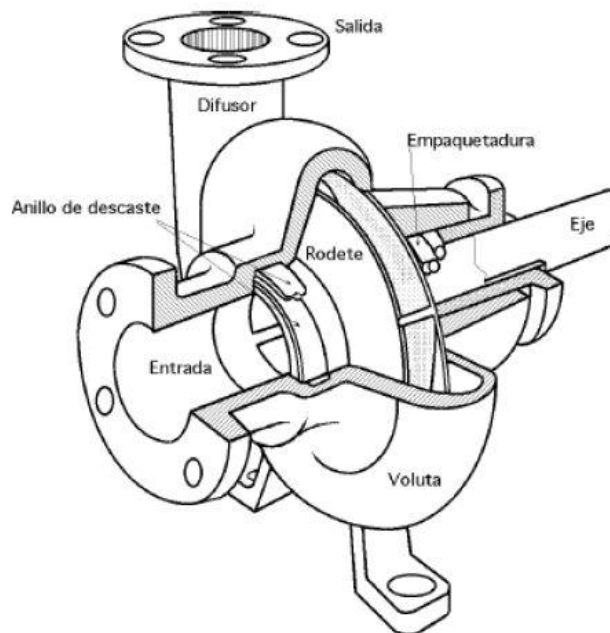
abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje.

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

- c) **Una tubería de impulsión.** La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encamilarlo hacia la brida de la tubería de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

La **figura 13** muestra la vista esquemática de una bomba centrífuga.

**Figura 13.** Vista esquemática de una bomba centrífuga y enumeración de sus componentes principales.



**Fuente:** [www.sapiensman.com](http://www.sapiensman.com).

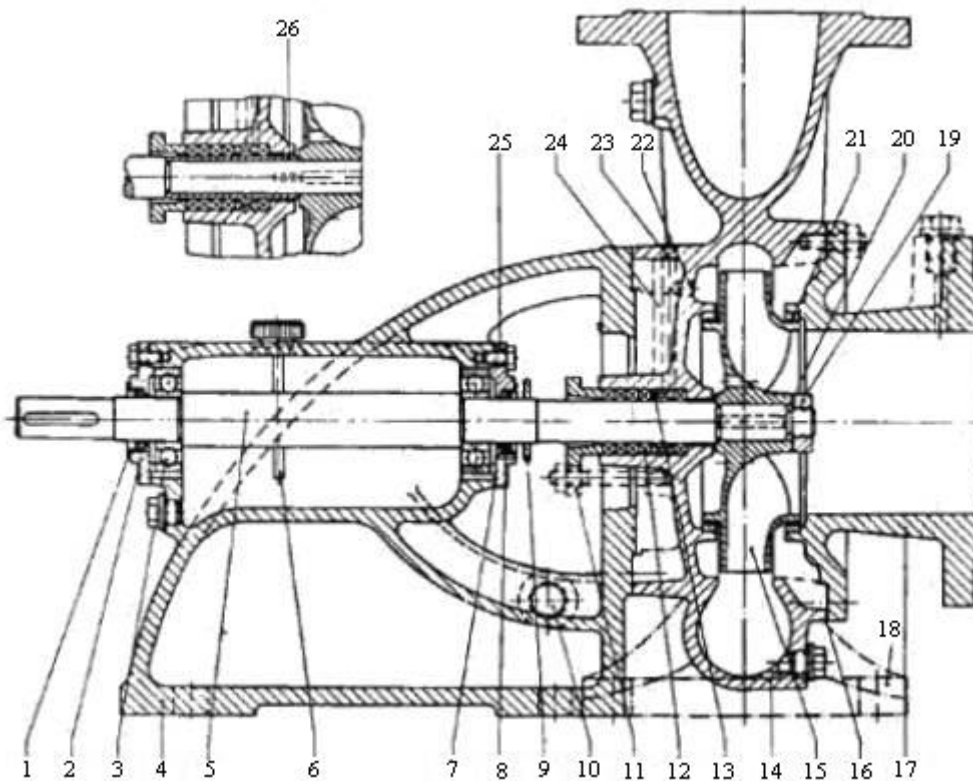


En síntesis el funcionamiento es el siguiente:

El flujo llega al rodete o impulsor, a través de un conducto perpendicular a él. Entra con una velocidad absoluta  $c_1$ . El flujo a su paso por el rodete gana energía tanto de presión como de velocidad. Sale pues del mismo y descarga en la cámara espiral, llamada voluta, con una presión  $p_2$  y una velocidad  $c_2$  mayores que a la entrada. Esta velocidad  $c_2$  se ha de transformar también en presión a lo largo de la voluta y del difusor.

En la **figura 14** se pueden distinguir de forma detallada cada uno de los elementos de los cuales se compone una bomba centrífuga.

**Figura 14.** Elementos de una bomba centrífuga.



**Fuente:** [www.sapiensman.com](http://www.sapiensman.com).

La **tabla 3** relaciona las marcas que se observan en la figura anterior con su denominación, cada una de estas corresponde con elemento constitutivo de la bomba.

**Tabla 3.** Asociación número de marca y denominación.

Marca	Denominación	Marca	Denominación
1	Tapa del anillo de fieltro	14	Carcasa en espiral
2	Tapa de cierre del cojinete	15	Impulsor
3	Rodamiento de bolas	16	Junta
4	Silleta soporte	17	Tapa de aspiración
5	Eje	18	Patas de la bomba
6	Sonda	19	Tuerca del impulsor
7	Junta	20	Chapa de seguridad
8	Anillo de fieltro	21	Anillo de desgaste
9	Anillo rompeaguas	22	Canal del líquido de cierre
10	Salida del agua de escape	23	Tapón de cierre
11	Brida del prensaestopas	24	Entrada del líquido de cierre
12	Empaquetadura del prensaestopas	25	Tapa de cierre del cojinete
13	Anillo de cierre	26	Casquillo de protección del eje

**Fuente:** Elaboración propia.

#### 4.1.1.- Bombas de flujo Radial.

En este tipo de bomba el líquido penetra al impulsor en dirección paralela al eje de la bomba y sale en dirección perpendicular al eje del impulsor. Las cargas manométricas a manejar son las altas.

#### 4.1.2.- Bombas de flujo Axial.

Aquí el líquido penetra axialmente en el impulsor y su salida es en la misma dirección, es utilizada para cargas manométricas bajas.

#### 4.1.3.- Bombas de flujo Mixto.

El flujo penetra axialmente en el impulsor y sale en una dirección intermedia entre radial y axial, las cargas manométricas manejadas son medias.

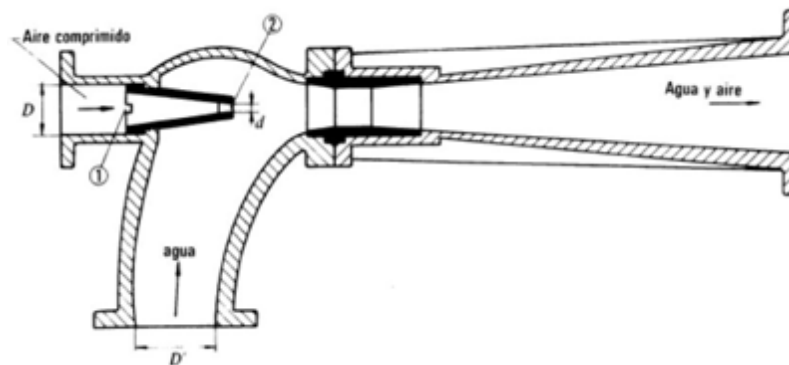


## 5.- Eyectores.

Los eyectores, conocidos también como bombas de chorro, son usados para trasegar gases o líquidos en diferentes localizaciones de los buques. A diferencia de las bombas y compresores, los eyectores no tienen partes móviles ni están accionados mecánicamente; en su lugar la acción del bombeo es generada mediante un fluido presurizado, conocido como fluido motor, suministrado por una fuente externa.

El eyector acelera (o decelera) una corriente de fluido produciendo una depresión (o compresión). El fluido motor puede ser agua, vapor de agua o aire comprimido. Si se utiliza para producir una compresión, se llama inyector, si se usa para producir una depresión o vacío, eyector, acepción ésta usada en general. Los eyectores se usan para elevar otro fluido igual o distinto, que se mezcla con el que produce el vacío. La **figura 15** representa un eyector típico.

**Figura 15.** Representación típica de un eyector.



**Fuente:** Libro "Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas".

Además de cómo "bomba" los eyectores tienen otras aplicaciones a bordo de los buques, algunas de las cuales se describen a continuación:

- En condensadores y plantas destiladoras evacúan el aire y otros gases no condensables de los condensadores principales y auxiliares.
- Para el achique de sentinas y diferentes espacios; normalmente el fluido motor es agua salada suministrada por las bombas C.I. aunque algunas veces se usan las bombas de lastre.
- Para el agotamiento de los tanques de carga. Usando como fluido motor la segregación parcial del líquido descargado con las bombas de carga mediante un by-pass, se puede agotar el líquido remanente en otro tanque de carga en donde las bombas de carga ya no tienen capacidad de aspiración debido a la poca altura del líquido.



## **6.- Materiales y aplicaciones.**

### **6.1.- Materiales.**

Los materiales usados en la fabricación de las bombas marinas dependen fundamentalmente de la aplicación a la que está destinado su uso, en cualquier caso existen unos requerimientos generales que deben ser seguidos:

- Se recomienda el uso de materiales dúctiles, para aumentar la resistencia a choques y vibraciones.
- Los componentes que trabajan en contacto con el fluido bombeado deben ser resistentes a la corrosión que pudiera provocar el tipo de fluido. Además si el agua salada o cualquier otro líquido bombeado que sea conductor eléctrico obligara a que los diferentes materiales usados sean galvanicamente compatibles.
- Se debe tener en cuenta el desgaste por erosión cuando las velocidades de los fluidos bombeados sean altas y cuando se pueda producir cavitación. Esto es especialmente importante cuando el líquido pudiera contener sustancias abrasivas como arena y/o partículas sólidas como por ejemplo ocurre cuando se bombea agua salada.
- Los desgastes y/o erosiones producidos en los diferentes componentes, especialmente las envueltas, deben ser reparados mediante soldadura por lo que se debe tener en cuenta la soldabilidad de los materiales usados.

Los materiales más comúnmente utilizados son:

- Bombas de agua salada: bronce, aleaciones de cupro-níquel, aceros inoxidable, aleaciones de, cobre-níquel-aluminio, titanio y aleaciones de níquel-cromo-molibdeno. Además, materiales compuestos (fibra de vidrio reforzada) son usados en algunas aplicaciones especiales.
- Bombas de agua dulce: se pueden usar los mismos materiales que en las bombas de agua salada, aunque con el objetivo de reducir costes se suele usar fundición de hierro y aceros.
- Bombas de aceite: con excepción de cuando forman la carga principal del buque, la mayoría de los aceites usados en máquinas térmicas, sistemas de lubricación e hidráulicos son trasegados con bombas de fundición de hierro, aleaciones, aceros inoxidable y algunos bronce.



## 6.2.- Aplicaciones.

Los diferentes tipos de bombas estudiados son usados en los buques y pueden dividirse en dos grandes grupos: aquellas que prestan servicio a la propulsión y los que prestan servicio a los sistemas auxiliares.

### 6.2.1.- Propulsión diesel:

- **Alimentación de combustible:** las bombas aspiran normalmente del tanque de servicio diario y descargan en la planta de tratamiento de combustible. La mayoría de los buques usan bombas de tornillo o engranajes, accionadas eléctricamente, aunque cuando descargan directamente el combustible en los inyectores suelen ser bombas “arrastradas” es decir accionadas por el propio motor al que alimenta.
- **Trasiego de combustible:** la función principal de estas bombas es aspirar el combustible de los tanques de almacén y descargan en los tanques de sedimentación. Se usan bombas de tornillo o engranajes accionadas eléctricamente.
- **Aceite lubricación:** bombas de tornillo o engranajes, accionadas eléctricamente y “arrastradas”.
- **Agua de refrigeración:** bombas centrífugas, horizontales o verticales, accionadas eléctricamente y “arrastradas”.

### 6.2.2.- Sistemas auxiliares:

- **Contra Incendios:** las bombas aspiran del colector de tomas de mar y presurizan el servicio de C.I., las capacidades de estas bombas están reguladas por las reglas y deben garantizar presión suficiente en la boca C.I más alejada.
- **Achique de sentinas:** Bombas centrífugas, horizontales o verticales, accionadas eléctricamente, eyectores y en algunas ocasiones bombas alternativas de pistones accionadas neumática y eléctricamente.
- **Lastre:** Bombas centrífugas, horizontales o verticales, accionadas eléctricamente.
- **Agua potable y servicios sanitarios:** Bombas centrífugas, horizontales o verticales, accionadas eléctricamente.
- **Aceites hidráulicos:** diferentes tipos de bombas de desplazamiento positivo.



## **7.- Justificación elección del tipo de bomba.**

Con el fin de lograr el buen funcionamiento de los sistemas que forman parte del presente proyecto, como son:

- Lastre en zona de carga.
- Sentinas de cámara de máquinas y zona de carga.
- C.I zona de carga.

Hay que partir de la premisa de que estas bomba, se han seleccionado de forma que todas son capaces de cubrir las demandas de caudal y de altura necesarias para el buen funcionamiento de estos servicios.

Se han escogidos bombas centrífugas verticales para todos los casos, entre el amplio abanico de opciones que se abre en este campo, por una serie de razones, las cuales se describen a continuación:

- Este tipo de bombas presenta dos posibilidades en lo que concierne a su fabricación, pueden ser horizontales o verticales, según la posición de su eje. Las bombas centrífugas verticales tienen la ventaja de ocupar menos espacio en el lugar donde están alojadas, lo cual es importante debido a los problemas de empacho que se tienen en los buques. Por ello las que se han seleccionado para este proyecto son de tipo vertical.
- Para bombas de gran capacidad, la construcción vertical generalmente es más económica que la horizontal.

Los dos factores anteriores son los más determinantes a la hora de haber seleccionado las bombas de construcción vertical en vez de las horizontales, además estas presentan otra serie de ventajas, comunes para ambos tipos de bombas centrífugas.

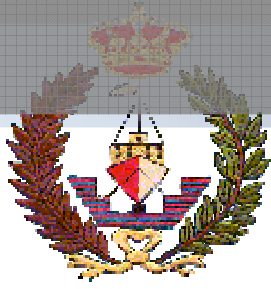
- Caudal constante.
- Presión uniforme.
- Sencillez de construcción, las bombas de eje horizontal son de construcción más barata y sencilla, pero se da más importancia al factor del espacio que ocupan unas y otras.
- Tamaño reducido, siendo este un factor determinante para seleccionar las de verticales.
- Bajo mantenimiento, aunque el de las de eje horizontal es más reducido, prevalece la condición del espacio que ocupan unas respecto a las otras.
- Flexibilidad de regulación.





- Vida útil prolongada.
- No tienen movimientos alternativos.

Como conclusión reseñar que estas bombas también presentan una serie de desventajas, pero en el ámbito de la construcción naval, existen dos factores que son determinantes a la hora de diseñar todos los equipos que forman parte del buque, estos no son otros que la escasa disponibilidad de espacios, y el económico. Ambos factores refuerzan la decisión de seleccionar bombas centrífugas verticales, ya que se encuentran entre sus ventajas respecto a otro tipo de bombas del mercado.



# CAPÍTULO 4

## MEMORIA JUSTIFICATIVA



# APARTADO 1

## SISTEMA DE LASTRE EN LA ZONA DE CARGA



## **1.- Introducción.**

El sistema de lastre será capaz de ajustar la escora, asiento y calado del buque por medio de la transferencia de agua de mar a/desde los tanques de lastre seleccionados.

El buque dispondrá de un túnel central que estará constituido por conductos inundables de aspiración y/o descarga de lastre los cuales se conectarán a las bombas especificadas para este tipo de servicio. A efectos de cálculo el túnel se va a considerar como una tubería, aunque para evitar la instalación de la misma y aprovechando el espacio existente en el doble fondo, el paso del fluido se realizará a través de un túnel de sección similar a la de la tubería que se va a considerar para el cálculo del sistema.

Desde el mencionado conducto inundable, un ramal de tubería se llevará a cada uno de los tanques de lastre de doble fondo. Una línea separada también se llevará al pique de proa y a cada una de las aspiraciones de la bodega inundable. Cada una de estas ramas deberá estar provista de una válvula de mariposa situada en el túnel de tuberías correspondiente (Babor o Estribor), las cuales serán controladas a distancia desde la Sala de Control de Lastre, así como a nivel local.

De acuerdo con las Reglas de la Sociedad de Clasificación, el ramal del pique de proa deberá estar provisto además con una válvula de accionamiento hidráulico con control remoto desde cubierta.

Dentro de uno de los túneles de tuberías, se dispone un colector de tubería para el agotamiento de los tanques de lastre del doble fondo, que se conecta en la cámara de máquinas al eyector de lastre destinado para este tipo de servicio.

De dicha tubería de agotamiento del colector un ramal se llevará a cada uno de los tanques de lastre del doble fondo para aspiración. Cada una de estas ramas deberá estar equipada con una válvula de mariposa situada en el túnel de tuberías, la cual será controlada a distancia desde la Sala de Control de Lastre, así como a nivel local.

## **2.- Descripción del funcionamiento del servicio de lastre.**

El servicio de lastre lo componen los siguientes equipos:

- a) 2 Bombas de lastre.
- b) Válvulas de mariposa con control remoto.
- c) Los tanques de lastre.
- d) Eyector de lastre.



Las bombas de lastre pueden aspirar de los siguientes espacios:

- a) 10 tanques de agua de lastre en el doble fondo.
- b) 2 tanques de los piques de proa y popa.
- c) Del mar.
- d) De la tubería principal de sentina.

Las bombas de lastre pueden descargar a:

Además de a todos los lugares mencionados anteriormente, de donde aspiran, a los 12 tanques laterales altos.

Los tanques de lastre, situados a popa de la Cámara de Máquinas, se manejan por válvulas de accionamiento manual, directamente desde este espacio. Los demás tanques del doble fondo y el pique de proa, están conectados a un conducto común, del que pueden aspirar ambas bombas de lastre. Las válvulas situadas entre este tubo común y cada tanque, se accionan a distancia desde la Cámara de Máquinas.

El llenado de los tanques del fondo puede realizarse bien por gravedad (el agua penetra desde el mar por sí misma por el principio de los vasos comunicantes) o bien se fuerza la entrada del agua mediante las bombas de lastre.

Las conexiones de aspiración de los tanques, van situadas en el punto más bajo resultante de tener en cuenta el asiento del buque. Las escotaduras de los refuerzos interiores de los tanques y groeras de las varengas llenas no estancas, permiten que el agua fluya hacia el “chupón” o campana de aspiración del tanque sin dificultad.

La capacidad de las bombas de lastre, depende de la capacidad de los tanques de lastre, la cual es suficiente para que el buque pueda navegar en lastre, con el calado correspondiente a la hélice totalmente sumergida y el asiento adecuado para que se pueda gobernar de la mejor forma posible.

### **3.- Operación de lastrado.**

En este bulkcarrier hay 5 tanques laterales altos a babor y otros 5 a estribor; los piques de proa y popa; los tanques laterales bajos 4 y 5, babor y estribor. Los tanques del doble fondo 4 y 5, babor y estribor.

Se supone un viaje largo en lastre (bodegas de carga vacías), con el combustible al máximo de su capacidad, y se necesita dejar al buque con un calado (hélice sumergida) y un asiento adecuado (buen gobierno), además de estabilidad correcta. Los bulkcarrier son buques que tienen el puente, la Cámara de Máquinas y demás instalaciones a popa, así que estando el buque sin carga y con el combustible al máximo estará bastante apopado.

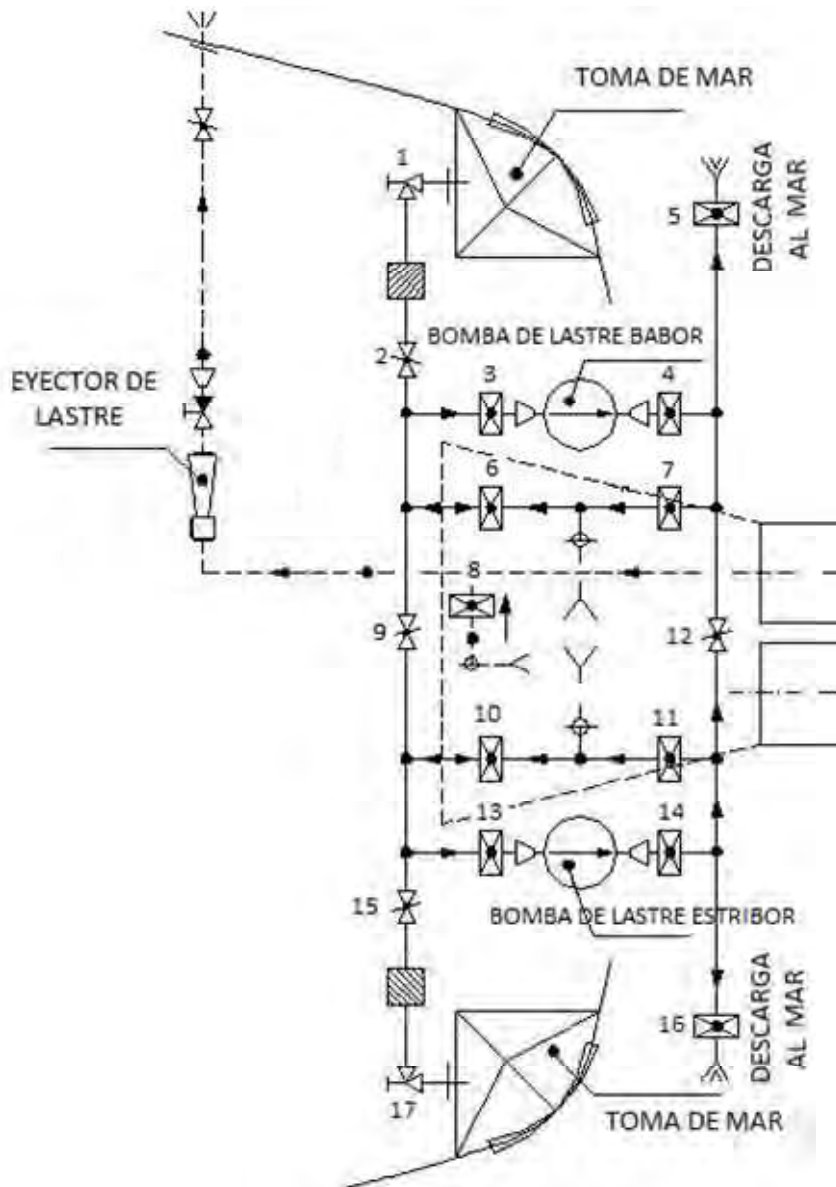
Se comienza por corregir este apopamiento, llenando por ejemplo a rebosar, el pique de proa y los tanques 1 babor y estribor. Se hará con las dos bombas centrifugas de lastre.



APARTADO 1: Sistema de lastre en la zona de carga

En la **figura 16** se muestra un esquema del sistema de servicio de Lastre de este buque, en el que se observan las válvulas y las bombas cuya entrada en funcionamiento se describen a continuación.

**Figura 16.** Esquema servicio de Lastre.



**Fuente:** Elaboración propia.



En esta condición se tiene la válvula de toma de mar abierta (1), se abre la válvula de paso 2, la cual deja pasar el agua a través de la toma de mar de babor y de la rejilla que actúa como filtro, hacia la aspiración de la bomba de lastre de babor.

En este instante se abren las válvulas 3 y 4 (aspiración y descarga de la bomba respectivamente), cerrándose la número 5 (descarga al mar), con lo cual el agua que a entrado en el sistema precedente de la toma de mar de babor se dirige hacia los tanques de la lastre.

La bomba de lastre de estribor entra en funcionamiento de la misma forma, abriendo las válvulas 17, 15, 10 y 11, al mismo tiempo que cierra la número 16.

Abriendo las válvulas de los tanques 1 babor y estribor, así como la que corresponde al pique de proa, el sistema se encuentra listo para comenzar a lastrar.

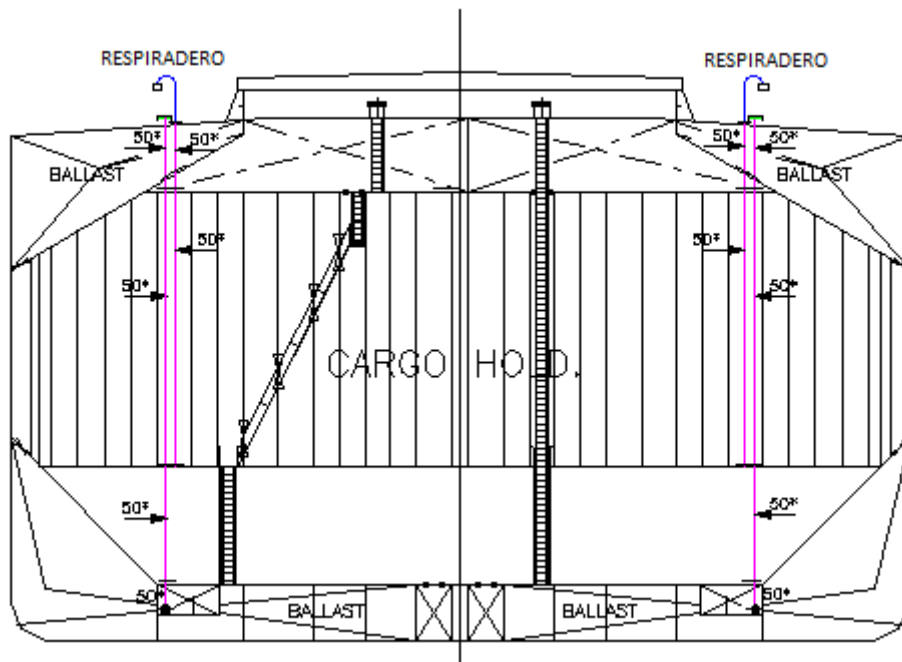
Se continúa el lastrado, rellenado los tanques 2 y 3 (babor- estribor) del doble fondo (tanques bajos) y simultáneamente los tanques altos. Mediante este procedimiento se van llenando los tanques necesarios, para corregir el asiento o la escora del buque,

La válvula 9, que se representa en la **figura 16**, permite que ambas bombas puedan operar, tomando agua de mar de una sola banda; con el fin de prever una posible avería u obstrucción de una de las tomas.

Los tanques disponen de “suspiros” o “respiros” (ventilación), para que el aire salga a medida que el agua entra en los mismos. Estos “suspiros” son unos tubos verticales conectados a los orificios que llevan los tanques en su parte alta, y que se prolongan normalmente hasta la cubierta superior, tal y como de muestra en la **figura 17**. Estos tubos en el tramo que sobresalen de la cubierta superior, son verticales y terminan en forma de cuello de cisne, o sea curvados hacia abajo de forma que la boca de descarga del “suspiro” está dirigida hacia la cubierta (con esto se evita que accidentalmente entre agua procedente del mar al tanque por el “suspiro”).



**Figura 17.** Conductos de los respiraderos y forma característica de los mismos en cubierta.



**Fuente:** Elaboración propia.

#### **4.- Operación de deslastro.**

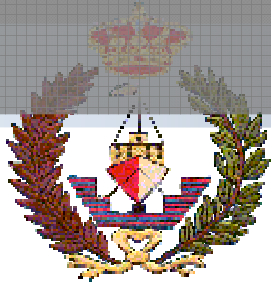
El colector de lastre que va situado en el túnel de tuberías (en el doble fondo en la quilla cajón), se conectará con las aspiraciones de las bombas de lastre de babor y estribor, para lo cual se abren las válvulas 5 y 16 (descargas al mar babor- estribor), y se cierran las válvulas 1, 2, 17 y 15, todas ellas pertenecientes a las aspiraciones de agua de mar de ambas bombas. Se abren a continuación las válvulas 6, 3, 4, para la descarga de la bomba de babor y las 10, 13, 14, para la bomba de estribor.

En el caso que se necesite por unas condiciones de operación determinadas, deslastro los tanques por gravedad, se abrirán las válvulas 7(para babor) y 11(para estribor), debido a la diferencia de niveles entre la descarga al mar y nivel líquido en los tanques, el agua se expulsa al mar sin necesidad de poner en funcionamiento las bombas.

A continuación se abren las válvulas de los tanques que se van a deslastro y se ponen en marcha las bombas.

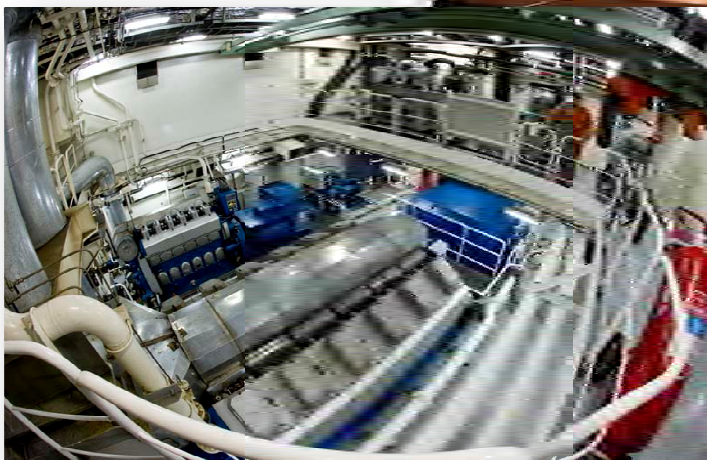
Los piques de proa y popa y tanques de doble fondo se deslastro mediante las bombas. El achique de los tanques del doble fondo, se hace mediante el eyector de agotamiento de lastre. Igualmente cuando se realiza el achique diario de los pocetes de sentinas, se le da un “repasso” a los tanques del doble fondo de lastre que vayan vacíos, caso que se da cuando el buque va navegando a plena carga.





# CAPÍTULO 4

## MEMORIA JUSTIFICATIVA



# APARTADO 2

## SISTEMA DE SENTINAS DE CÁMARA DE MÁQUINAS Y ZONA DE CARGA



### **1.- Introducción.**

Este sistema tiene por objeto recolectar todos los líquidos aceitosos procedentes de pequeñas pérdidas en tuberías, juntas, bombas que pudieren derramarse en cualquier espacio como consecuencia de las operaciones normales.

Las aguas de sentinas son purificadas mediante separadores de materia oleosa y bombeadas al exterior en alta mar, quedando a bordo los productos contaminantes, conocidos como *lodos* y que son retirados en puerto para su tratamiento y eliminación.

El buque deberá ir equipado con un eficiente sistema de achique que permita bombear y agotar, en todas las situaciones que se den en la práctica, cualquier compartimento estanco distinto de un espacio permanentemente destinado a llevar agua dulce, agua de lastre, combustible líquido o carga líquida, y para el cual se provea otro medio eficiente de achique.

Se instalarán como mínimo dos bombas motorizadas conectadas al colector de achique; una de ellas podrá estar accionada por las máquinas propulsoras. La Administración podrá permitir que se prescinda de las disposiciones relativas a achique en determinados compartimentos si estima que ello no influirá en la seguridad del buque.

Todas las cajas de distribución y las válvulas accionadas manualmente, conectadas a la instalación de achique, ocuparán posiciones que en circunstancias normales sean accesibles.

### **2.- Estudio del sistema en base a la normativa.**

Para la descripción del sistema de sentinas, se ha utilizado el reglamento del Lloyd's Register, el cual en su Parte 5, Capítulo 13, expresa las condiciones que debe cumplir este sistema para su buen funcionamiento. De dicho capítulo se han extraído los puntos que se seguirán para la posterior descripción del sistema de sentina del buque, objeto del presente proyecto, así como para el dimensionamiento de las líneas de tubería y bombas; estas normas se detallan a continuación:

Todos los buques deben contar con un sistema de bombeo eficiente, en el cual los conductos de aspiración y los medios de drenaje, estén dispuestos de forma que el agua que se encuentre dentro de un compartimento del buque o en cualquier sección estanca de estos compartimentos, pueda ser bombeada a través de al menos una succión, cuando el buque se encuentre en equilibrio o con una escora de no más de 5°. Para este propósito serán necesarias normalmente succiones laterales, excepto en compartimentos cortos o estrechos, en los cuales una sola aspiración puede proporcionar el drenaje suficiente, para las condiciones anteriores.



### **2.1.- Drenaje de sentinas en los espacios de máquinas con doble fondo.**

El achique de sentinas en el espacio de máquinas debe cumplir con el párrafo anterior, salvo si la disposición es tal que si entra agua en cualquier compartimento, pueda ser bombeada a través de al menos 2 aspiraciones de sentina, cuando el buque se encuentre en equilibrio o con una escora de no más de 5°. Uno de estos conductos de aspiración debe ser un ramal de la aspiración de sentina, es decir, una aspiración conectada a la línea principal de sentinas, y la otra debe ser una aspiración directa de sentina, es decir, llevada directamente a una bomba motorizada independiente.

Cuando el doble fondo del buque se extienda por toda la longitud del espacio de máquinas formando sentinas laterales, será necesario instalar un ramal y una aspiración directa de sentina a cada lado. Si estas planchas de doble fondo, además se extienden a lo ancho del espacio de máquinas, se instalarán las mismas succiones anteriores en cada uno de los pozos de sentina.

En los buques en los que la máquina propulsora está situada a popa, por lo general serán necesarias para la aspiración de sentinas, montar aspiraciones en los laterales del espacio de máquinas en proa y en popa, pero cada caso será tratado de acuerdo con el tamaño y la disposición estructural del compartimento.

### **2.2.- Drenaje de emergencia de sentinas en los espacios de máquinas.**

Además de los conductos de aspiración detallados anteriormente, se incluirá una aspiración de sentina de emergencia en cada espacio de máquinas principal. Esta aspiración se lleva a la bomba de agua salada de mas capacidad, normalmente una de las bombas de refrigeración, y es equipada con una válvula de no retorno sujeta con tornillos, la cual tenga el husillo de modo que el volante de accionamiento no esté a menos de 460 mm por encima del plano de máquinas.

Cuando haya instaladas una o más bombas de refrigeración, solo una de ellas necesita estar equipada con una succión de emergencia. Si la bomba de refrigeración no es adecuada para realizar esta función, la aspiración de emergencia se lleva a la bomba de mayor potencia posible, que no sea la de sentina. Esta bomba debe tener una capacidad igual o superior a la requerida para la bomba de sentina y la aspiración de emergencia debe tener las mismas dimensiones que la correspondiente para esa bomba.

En el caso de que la bomba destinada para el achique de emergencia de sentina este conectada a una de tipo autocebada, se pueden omitir la aspiración directa de sentina y la de emergencia en ese lado del buque.

La aspiración de emergencia de sentinas debe ser etiquetada y marcada "Para uso exclusivo de emergencia".



### **2.3.- Drenaje de sentinas en bodegas de carga.**

En buques en los que el doble fondo se extiende hasta los costados, la aspiración de sentina se lleva a los pozos colocados en los laterales.

Para bodegas de carga que no tengan tapas de escotilla estancas o donde las tapas de escotilla han sido omitidas, la aspiración para el drenaje debe tener en cuenta la entrada de agua adicional en las bodegas, procedente del mar o de la lluvia. Se instalarán alarmas de nivel alto en estas bodegas.

### **2.4.- Aislamiento del sistema de sentinas.**

Las tuberías de sentinas, que sean necesarias para el drenaje de los espacios de carga y maquinaria, serán totalmente distintas de las tuberías de entrada de agua de mar que sirvan para llenar distintos espacios.

### **2.5.- Cajas de fango.**

Aspiraciones para el drenaje de sentinas en espacios de máquinas y túneles, que no sean aspiraciones de emergencia, se llevarán a cajas de fango fácilmente accesibles, equipadas con tuberías con uno de sus extremos directo a sentinas. Estas cajas dispondrán de tapas que garanticen una apertura y cierre rápido de las mismas.

### **2.6.- Pozos de sentinas.**

Los pozos de sentinas estarán formados por planchas de acero y no tendrán una capacidad menor de 0,15 m<sup>3</sup>.

### **2.7.- Extremo de las tuberías.**

La distancia entre el final de las tuberías de sentinas y el fondo del pozo, debe ser suficiente como para permitir el flujo total del agua, además de facilitar la limpieza del propio pozo.

### **2.8.- Ubicación de accesorios.**

Las válvulas de sentinas, grifos y cajas de fango serán instaladas sobre el piso de máquinas en lugares que no obstaculicen el paso.

Las tuberías de aspiración de sentinas no se llevarán a través de los tanques de doble fondo, siempre que sea posible evitarlo. Si no es posible otra disposición deben de tener un espesor adecuado de acuerdo con la tabla 12.2.4, Capítulo 12, Parte 5 del Lloyd's Register.



### **2.9.- Válvulas de no retorno en sentinas de bodegas.**

Siempre que se instalen válvulas de no retorno en los extremos abiertos de las tuberías de aspiración de sentina en bodegas de carga, a fin de disminuir el riesgo de inundación, estas serán de un tipo homologado y no ofrecerán un excesivo obstáculo al flujo del agua.

### **3.- Soluciones de diseño.**

#### **3.1.- Sentinas en Cámara de Máquinas.**

Se instalarán tres pozos de sentinas en la Cámara de Máquinas, dos en la zona de proa (uno a babor y otro a estribor) y el otro en la zona de popa, construidos mediante planchas de acero y contando con una capacidad mínima de 0,15 m<sup>3</sup>.

El túnel de tuberías principal de sentinas se conectará a los eyectores de sentina, dispuestos en la Cámara de Máquinas, los cuales deberán ser usados en propósitos de limpieza de las bodegas de agua.

La mencionada sentina principal de Cámara de Máquinas estará conectada a los cofferdams de la Cámara de Máquinas, a los pozos de sentina de la misma, al motor principal además de a los túneles de tuberías hacia popa.

Cada bomba principal destinada para servicios de sentina en Cámara de Máquinas extraerá de la sentina principal de la Cámara de Máquinas descargando al mar y al tanque de sentina.

Cada ramal de sentina principal de la Cámara de Máquinas estará equipado con una válvula de retención de no retorno.

Cada tubería del ramal de succión de los pozos de sentina en Cámara de Máquinas se equipará con cajas de fango, mientras que los ramales de tuberías de succión de los cofferdams y los túneles de tuberías a proa de la succión llevarán filtros.

Una de las principales tuberías de circulación de agua de mar estará equipada con un ramal de tuberías para la aspiración de sentina de emergencia. Esta no dispone de caja de fangos ni filtros de succión. La descarga al mar se hará a través del sistema principal de agua de mar.

La bomba estática del separador de aceite/agua, aspirará del tanque de sentinas, y una vez separados ambos fluidos, descargará el agua al mar. El aceite separado por dicho equipo deberá ser llevado al tanque de residuos. El equipo de separación y filtrado irá provisto además de una línea de aspiración desde la línea principal de la toma de mar para el llenado y limpieza del separador de sentinas.



### **3.2.- Sentinas en zona de carga.**

El colector principal de tuberías de sentinas se instalará dentro de uno de los túneles de tuberías para la aspiración de sentinas en las bodegas de carga.

Cada ramal de la mencionada sentina principal será equipado con una válvula de no retorno y una válvula de cierre la cual será controlada de forma remota desde el panel de la Cámara de Máquinas, así como localmente.

La sentina principal deberá ser equipada también con otros ramales para la succión de sentinas en el extremo de proa de los túneles de tuberías. Estos ramales deberán estar equipados con una válvula de no retorno y una de cierre controladas remotamente desde el panel de la cámara de máquinas, así como localmente.

Todos los ramales de aspiración de sentinas estarán equipados con un filtro en la aspiración y los situados en el extremo de proa de los túneles de tuberías también estarán equipados con estos filtros.

### **4.- Funcionamiento del sistema de sentinas.**

El servicio de Sentina lo componen los siguientes elementos o equipos:

- a) 2 Bombas de sentina.
- b) Un eyector de sentina.
- c) Una separadora de agua de sentina.
- d) Varias válvulas con mando a distancia.
- e) Una bomba circulación agua salada del motor propulsor(aspiración de emergencia).

El eyector de sentina descarga al mar. Las bombas sin embargo pueden descargar directamente al mar, o a través de una separadora de sentina, para evitar la polución del medio marino.

Las bombas y el eyector de sentina pueden aspirar del mar y del sistema principal de sentina. Este sistema principal estará conectado a los siguientes espacios:

- a) Pocetes de sentinas de la Cámara de Máquinas.
- b) Pocete del motor principal.
- c) Cofferdams del doble fondo.
- d) Túnel de tuberías.
- e) Bodegas.

Las aguas de sentina de bodegas, se conducen por un colector común a través del túnel de tubería (quilla cajón), y las válvulas de los diferentes pocetes se manejan a distancia desde la Cámara de Máquinas, pudiendo también accionarse directamente.



---

**APARTADO 2: Sistema de sentinas de Cámara de Máquinas y zona de carga**

---

La cubierta de plataforma de dicha Cámara de Máquinas va provista de pocetes en todas las zonas que se necesiten y están conectados a su vez en los situados en los techos de los tanques laterales, o sea en los más bajos. Las tuberías de sentina de la chimenea salen a cubierta. Las cajas de cadenas se achican mediante bombillos de mano y están conectados entre sí.

#### **4.1.- Operaciones para el achique de sentinas.**

En el túnel de tubería instalado en el doble fondo por la quilla cajón, va una línea general de sentina, conectada con todos los pocetes, dos por cada bodega, a babor y estribor.

Los pocetes van provistos de una campana de aspiración y válvula de retención (para que solo se pueda aspirar) y válvula de cierre situada en el túnel de tuberías, cerca del colector.

El eyector de sentina aspira de la línea principal de sentina, la descarga se hará siempre al mar. Las bombas de sentina pueden aspirar del mar y de la línea principal de sentina, sin embargo, pueden descargar al mar directamente o a través de una separadora de agua sucia y contaminada, y también al sistema de lastre.

El achique de todas las cubiertas de superestructuras y casetas del buque, se efectúa a través de imbornales con rejillas de filtrado, desaguando a la cubierta superior (intemperie), donde van al mar por el costado a través de sus propios imbornales o grandes aberturas en la traca de la amurada. Todos los compartimentos, entrepuentes y cualquier zona del buque, por debajo de la cubierta superior, que no tenga un servicio particular, tendrá desagüe con su tubo, que irá al pocete de sentina más próximo hacia donde caerá el líquido por gravedad.

En general los pocetes repartidos por el doble fondo del buque y conectados al servicio principal de sentina serán:

- a) Los pocetes de las bodegas, dos por cada bodega (babor y estribor).
- b) El pocete del motor principal.
- c) Los cofferdams del doble fondo.
- d) El túnel de tuberías.
- e) Los pocetes de la Cámara de Máquinas.

Todas las partes del buque en general, que no tengan servicio propio, ni comunicación con el exterior, estarán comunicadas con estos pocetes y por gravedad descargarán sus líquidos en ellos.

Todas las líneas de sentina van dotadas de válvulas de cierre y retención. La línea principal en el doble fondo va dotada de dos válvulas con cierre manual.

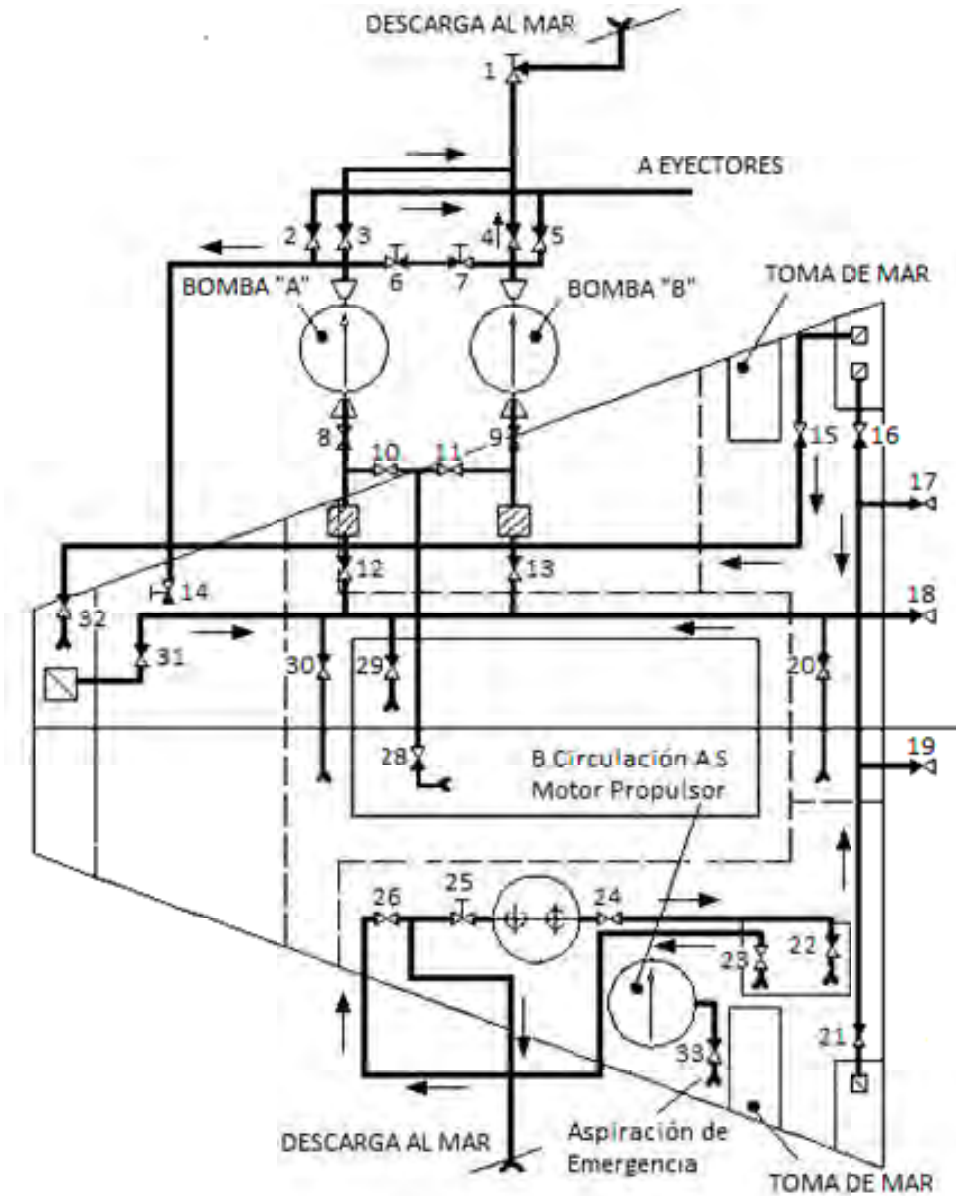




APARTADO 2: Sistema de sentinas de Cámara de Máquinas y zona de carga

En la **figura 18** que se muestra a continuación se puede observar un esquema simplificado del entramado de tuberías, válvulas y demás equipos que sirven para el achique de sentina a fin de entender el funcionamiento de dicho sistema.

**Figura 18.** Esquema simplificado servicio de Sentina.



**Fuente:** Elaboración propia.



*APARTADO 2: Sistema de sentinas de Cámara de Máquinas y zona de carga*

---

A través de las válvulas de retención 17, 18 y 19, se achican todos los pocetes de las bodegas de carga.

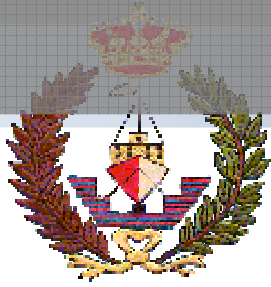
El separador de sentinas, aspira del tanque de sentina y descarga al mar el agua limpia, a su vez, corta la descarga y recircula al tanque de lodos la que no lo este, ya que aún contiene restos de aceites.

El pocete de sentina de la Cámara de Máquinas de babor, tiene otra aspiración conectada a la bomba y al eyector. Estos pocetes llevan “cajas de fango” y una alarma para un determinado nivel de sonda. Siguiendo con el circuito de achique de sentinas, tenemos el eyector y la bomba los cuales aspiran a través de las válvulas 13, 9 y 29 de un pocete central, y a través de las válvulas 16, 21, 28 y 27 de los otros dos ubicados uno a babor y otro a estribor de la Cámara de Máquinas. Finalmente se aspira del pocete de popa, equipado con una caja de fango y un sistema de alarma a través de la válvula 31.

El eyector aspira del circuito de achique desde la descarga de las bombas al mar, mediante el accionamiento de las válvulas 2 y 5.

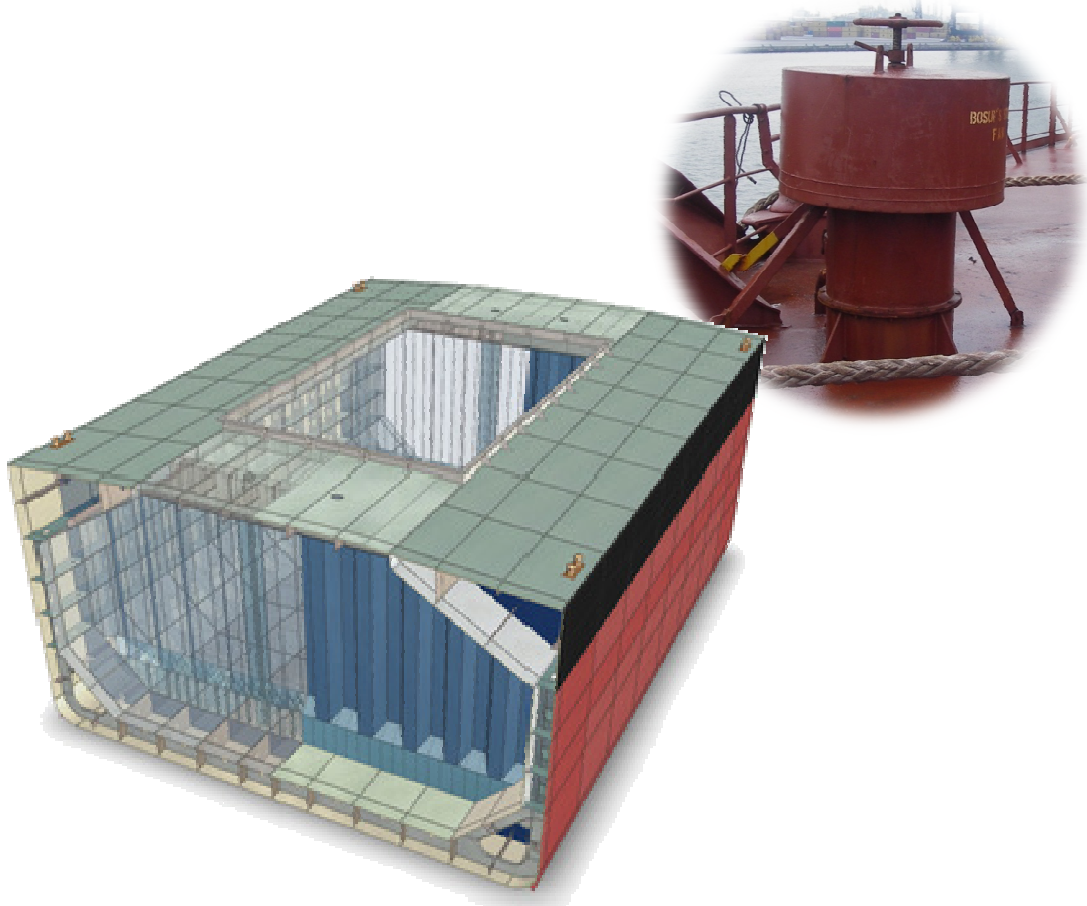
La válvula 33 conecta la aspiración de emergencia, dicha aspiración se efectúa mediante la bomba de circulación de agua salada del motor propulsor.

*NOTA: En el apartado “Planos” del presente proyecto se incluye un plano detallado del sistema de sentinas en Cámara de Máquinas.*



# CAPÍTULO 4

## MEMORIA JUSTIFICATIVA



# APARTADO 3

## VENTILACIÓN DE TANQUES EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS



## 1.- Ventilación de tanques en zona de carga y sonda.

### 1.1.- Introducción.

En este apartado se van a tratar los sistemas de ventilación en la zona de carga, dentro del cual se estudiarán los sistemas de aireación de los tanques de lastre, así como el procedimiento de sondeo de los mismos.

#### 1.1.1.- Aireación de los tanques de lastre.

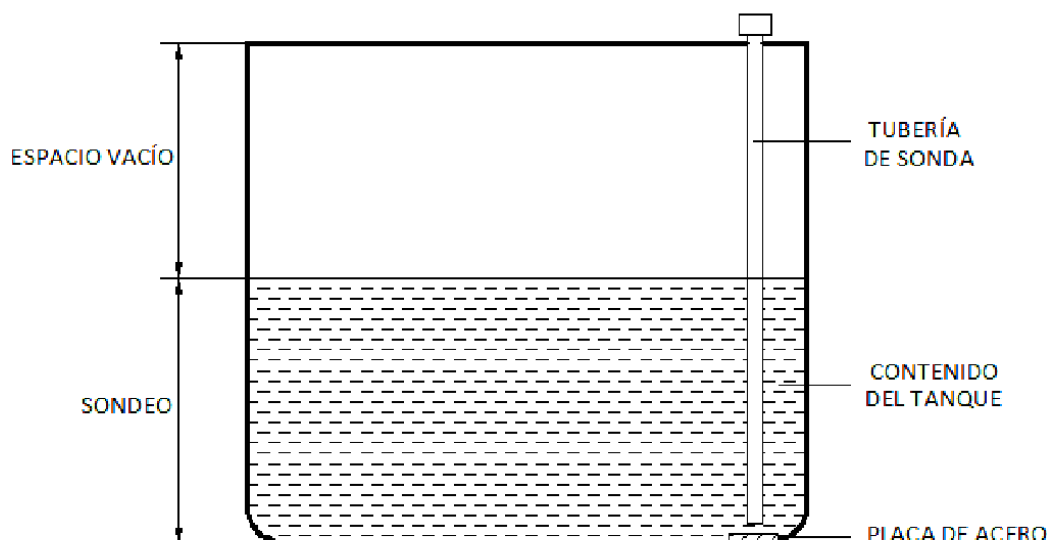
Cuando se procede a realizar el lastrado de un buque, introduciendo agua de mar en los tanques destinados para este propósito, es necesario que el aire que se encontraba alojado en el interior de dichos tanques, salga en la misma proporción en la que está entrando el fluido, de no ser así los tanques se verían sometidos a unas presiones superiores a las de diseño. Además, cuando se aspira de los tanques, es necesario permitir la entrada de aire al interior de los mismos, con el objetivo de evitar un posible colapso por baja presión.

Con el fin de desalojar el aire y evitar las sobrepresiones en los tanques, se disponen tuberías de aireación; cada tanque está provisto de al menos una y normalmente de dos ( una a proa y otra a popa), para permitir el escape o la entrada del aire con independencia del asiento del buque. Estas tuberías se extienden desde la tapa de los tanques hasta posiciones seguras en la cubierta superior.

#### 1.1.2.- Sonda de los tanques de lastre.

El sondeo de los tanques es el proceso por el cual se va a cuantificar la cantidad de líquido presente en el interior de los mismos.

**Figura 19.** Esquema simplificado del sistema de sonda en un tanque.



**Fuente:** Elaboración propia.



Con referencia a la **figura 19**, mostrada anteriormente, “sonda” es la medida de la distancia desde la parte inferior del tanque (fondo), hasta el nivel de carga. “Vacío” es la distancia desde la parte superior del nivel de carga hasta el techo del tanque. A medida que aumenta el nivel de sonda, el “vacío” disminuye y viceversa.

La tubería de sonda se extiende desde el fondo del tanque hasta el nivel de cubierta (según normativa). Este tubo está fabricado de acero y se encuentra abierto en su extremo inferior y con pequeñas perforaciones en su parte superior, de tal modo que el líquido que se encuentra en el tanque llene el tubo hasta el mismo nivel que el depósito, por lo que se puede conocer así la cantidad de líquido que se almacena su interior.

El sistema más usual de medición se efectúa mediante una cinta de acero flexible, la cual se introduce a través del tubo de sonda. Esta cinta dispone en su extremo de una plomada, cuyo objetivo es conducir la cinta hasta el fondo del tanque, conociéndose así la cantidad de líquido que se encuentra en su interior.

## 1.2.- Estudio de los sistemas en base a la normativa.

Para el dimensionamiento de este sistema se ha seguido el reglamento del Lloyd’s Register; dicha Sociedad de Clasificación, en la Parte 5, Capítulo 13, Sección 12 establece criterios de fabricación, disposición y dimensionamiento de las tuberías de ventilación y de sonda. De esta sección llamada “*Tuberías de aireación, rebose y sonda*” se han extraído los puntos necesarios para la descripción y dimensionamiento de las tuberías que forman parte de este sistema. Dichos puntos se enumeran a continuación:

### 1.2.1.- Tuberías de aireación.

Las tuberías de aireación estarán fabricadas de acero u otro material aprobado. Las partes de dichas tuberías que sobresalgan de la cubierta de intemperie también deben ser de acero u otro material equivalente.

Todas estas tuberías llevarán en su extremo superior una placa identificativa.

Las tuberías de aireación se instalarán en todos los tanques, cofferdams, túneles y demás compartimentos los cuales no dispongan de dispositivos alternativos para su ventilación.

Dichas tuberías se instalarán en el extremo opuesto de las tuberías de llenado o en la parte superior del tanque. Cuando la parte superior de los tanques es de perfil irregular o inusual, se tendrá especialmente en cuenta el número y disposición de las tuberías.

Los dispositivos de cierre montados en las tuberías de aireación de los tanques, van a ser de apertura automática de acuerdo con la Parte 3 Capítulo 12. Dichos dispositivos deben permitir el paso libre del aire o líquido para evitar que los tanques estén sometidos a una presión o a un vacío superior al que pueden soportar por diseño.



Los dispositivos de cierre de estas tuberías deben de ser de un tipo aprobado por el Lloyd's Register y se probarán de acuerdo con la normativa nacional o internacional reconocida por esta Sociedad de Clasificación. Las características de flujo del dispositivo de cierre se determinarán utilizando agua. No se instalarán en ningún caso tapones de madera u otros sistemas que impidan la salida de aire o líquido.

Para todos los tanques que puedan ser llenados por las bombas del buque, el área de la sección de las tuberías de aireación y el diseño de los dispositivos de cierre, se efectuará de tal forma que cuando el tanque esté siendo llenado a la máxima capacidad que las bombas puedan proporcionar, este no sea sometido a una presión mayor de aquella para la que está diseñado.

En todos los casos, si el tanque está siendo llenado por las propias bombas del buque o por otro medio, el área total de la sección de la tubería de aireación no debe de ser menor del 25 % mayor del área efectiva de la tubería de llenado correspondiente para cada tanque. Las tuberías de aireación en ningún caso deben tener un diámetro interior de menos de 50 mm.

#### 1.2.2.- Tuberías de sonda.

Las tuberías de sonda estarán fabricadas de acero u otro material aprobado, las partes de dichas tuberías que sobresalgan de la cubierta de intemperie también deben ser de acero u otro material equivalente.

Todas estas tuberías llevarán en su extremo superior una placa identificativa.

Se dispondrán sondas en todos los tanques, sentinas y en aquellos compartimentos que no sean de fácil acceso en todo momento. Las sondas se colocarán tan cerca de la tubería de succión como sea posible.

Cuando se instalen tuberías de sonda deben de colocarse lo mas rectas posibles, y en el caso que sea necesario el uso de curvas para adaptarse a las formas del buque, estas serán lo más sencillas posibles para permitir el paso de la cadena o varilla de sonda, sin que esta encuentre impedimentos debido a un trazado demasiado sinuoso de la tubería.

El tipo de sonda debe de ser de un tipo aprobado, realizándose una comprobación a bordo por el inspector después de la instalación.

En la medida de lo posible se evitará el uso de codos en las tuberías de sonda, estando justificado su uso siempre que no sea posible llevarlas directamente a los tanques. Estos codos deben de ser de construcción fuerte y adecuadamente apoyados.

El tamaño de las tuberías de sonda no será de menos de 32 mm de diámetro interior. En el caso de que dichas tuberías atraviesen espacios o compartimentos refrigerados en los que las temperaturas previstas sean de 0 °C o menos, estas tuberías tendrán un diámetro mínimo de 65 mm.



### 1.3.- Soluciones de diseño.

Teniendo en cuenta los puntos de la normativa del Lloyd's Register, que se han enumerado anteriormente, se describen a continuación las soluciones que han adoptado para la disposición y el dimensionamiento de estos sistemas.

#### 1.3.1.- Tuberías de aireación.

Se van a disponer tuberías de ventilación, de acero galvanizado, en todos los tanques y compartimentos que puedan ser llenados, bombeados o vaciados. Es objeto del presente proyecto el estudio de los tanques en la zona de carga, por lo cual nos centraremos en los de lastre.

El buque está equipado con tanques de lastre altos y bajos, estos últimos situados en el espacio del doble fondo. Partiendo de esta disposición se ha optado por comunicar dichos tanques mediante unos conductos estructurales, a través de los cuales se lastra y deslastra la parte alta de los tanques de lastre y que cumplen además la función de la tubería de ventilación de la parte inferior de los tanques de lastre. Estos conductos serán debidamente dimensionados para que tengan el área mínima requerida por la Sociedad de Clasificación. Los conductos serán dispuestos pegados al costado del buque aprovechando los mamparos de división de los propios tanques de lastre.

Los espacios vacíos en la parte alta y baja de los mamparos entre bodegas, también cuentan con sus correspondientes respiros, ya que se podrían inundar en caso de accidente o avería de algún sistema del buque. Estos serán fabricados mediante tuberías de acero galvanizado de diámetro adecuado. El diámetro de las mismas se determina en el Capítulo 5 Apartado 3 de este proyecto. En la **figura 20** se muestra la disposición de los tanques de lastre, del conducto de ventilación y de los respiros de las zonas libres.

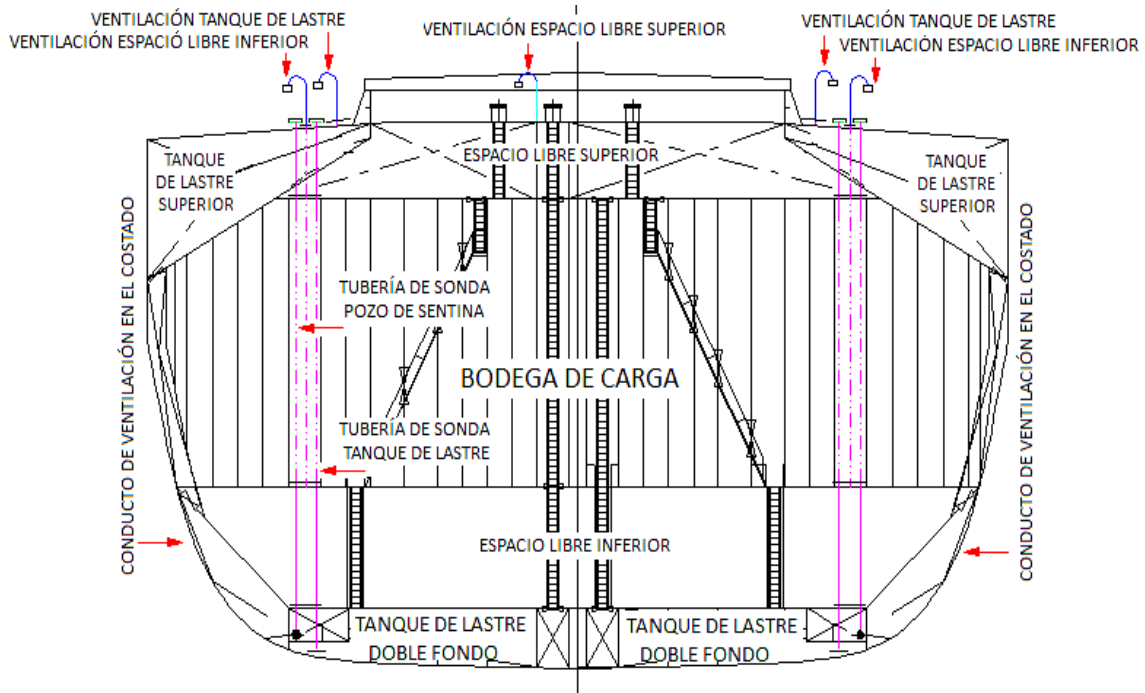
Para cada conjunto de tanques alto y bajo se instalarán 4 conductos de ventilación, dos popa (tanque de babor y de estribor) y dos proa (tanque de babor y de estribor). La ventilación de los espacios libres citados anteriormente contarán con 4 respiros por cada bodega, colocados en las esquinas de estas, tal y como se muestra en la siguiente **figura 21**.





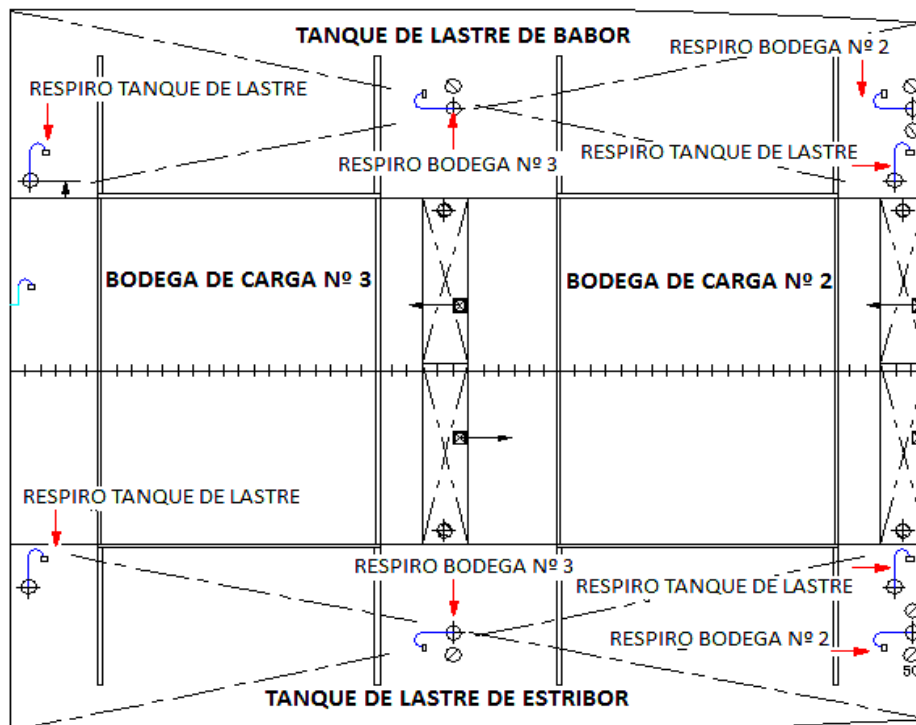
APARTADO 3: Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas

Figura 20. Disposición tanques de lastre, conductos de ventilación y tuberías de aireación.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 21. Disposición de los respiros en cubierta.



Fuente: Elaboración propia.



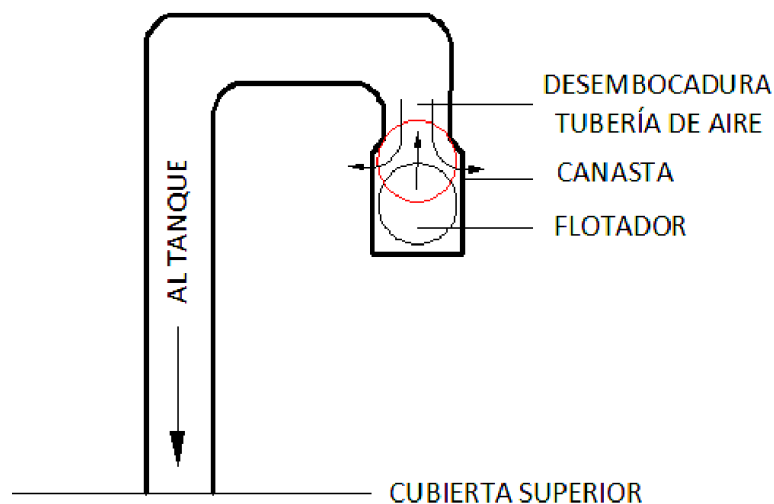
## APARTADO 3: Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas

El tramo de tubería que se encuentra sobre el nivel de la cubierta superior, estará compuesto por un tubo vertical, terminando este en forma de cuello de cisne, o sea curvado hacia abajo de forma que la boca de descarga del “suspiro” está dirigida hacia la cubierta. La altura sobre el nivel de la cubierta superior de estos tramos de tubería será de 760 mm de acuerdo con la Parte 3, Capítulo 12, Sección 3.2.1 del Lloyd’s Register. El sistema de “no retorno” mediante flotador, va instalado justo en la desembocadura de la tubería de aireación.

Existen variedad de diseños en cuanto a las desembocaduras de las tuberías de aireación, pero en todo caso deben permitir la salida del aire o del agua, no permitiendo en ningún caso el paso del agua de la cubierta superior al interior de los tanques, ya sean estos de lastre o de combustible. Esta disposición de “no retorno” es esencial y se efectúa mediante un flotador, como se puede apreciar en la **figura 22**. En el caso de que se encuentre agua en la cubierta superior a un nivel tal que pudiera introducirse por la tubería de aire, el flotador se eleva y cierra la boca de la tubería de aire.

El funcionamiento del sistema de no retorno debe ser correctamente mantenido y ajustado para evitar accidentes en los tanques, siendo periódicamente revisado por el inspector y el personal del buque.

**Figura 22.** Salida a la cubierta superior de la tubería de aireación y sistema de “no retorno”.



**Fuente:** Libro “Bulkcarrier Practice”.



### 1.3.2.- Tuberías de sonda.

Se montarán tuberías de sonda en aquellos cofferdams, pozos de sentinas y tanques que no sean de fácil acceso para realizar las mediciones necesarias para conocer el nivel de líquido en dichos compartimentos. La disposición de estas tuberías será tal y como se muestra en la **figura 20**.

El material de fabricación de estas tuberías será acero galvanizado.

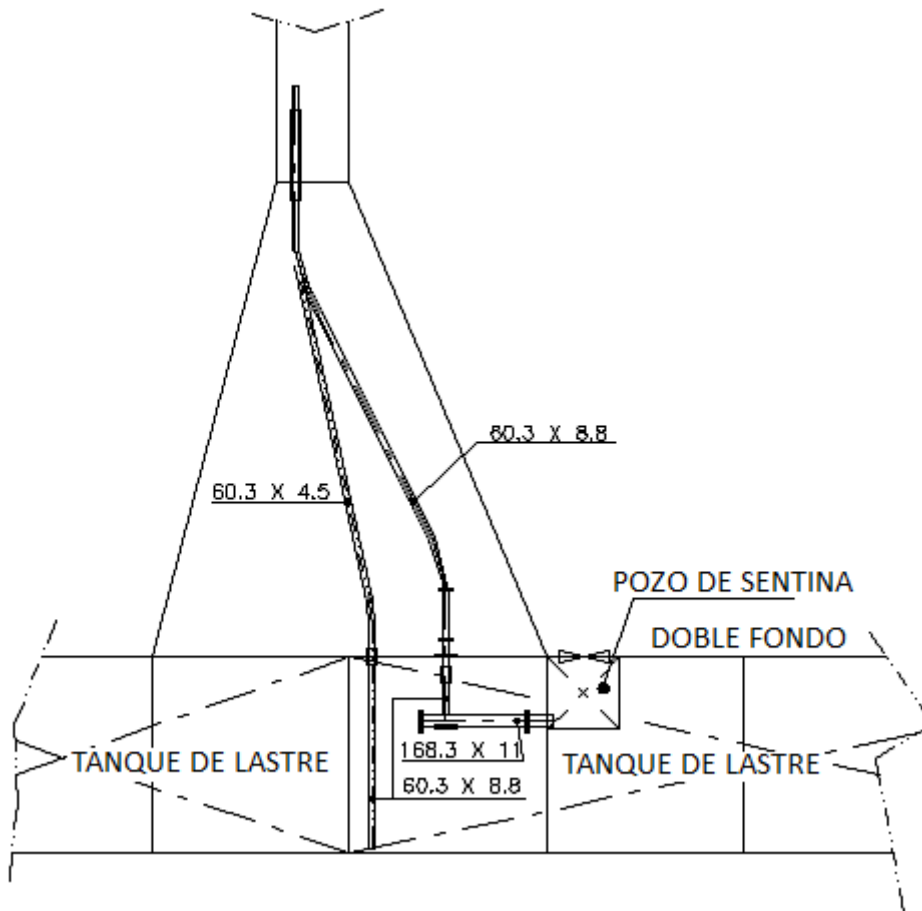
El tubo será llevado lo más recto posible desde la parte inferior del tanque hasta una posición accesible. Si tiene que ser doblado por alguna circunstancia su radio de curvatura será el máximo posible, de tal modo que permita el fácil acceso de la cinta de sonda.

Las tuberías de sonda que terminen al nivel de la cubierta principal, que sean de fuel-oil, diesel-oil, agua dulce, aceite lubricante y bodegas de carga, se extenderán 500 mm sobre el nivel de la cubierta principal, dispuestas de forma que obstaculicen el paso lo menos posible.

Se instalará una placa de acero de 20 mm de espesor en el fondo de los tanques, justo donde termina la tubería de sonda, con el fin de proteger el fondo del tanque de posibles golpes.

La medición del nivel de líquido en el tanque se efectúa mediante una cinta de acero flexible, la cual se introduce a través del tubo de sonda. Esta cinta dispone en su extremo de una plomada, cuyo objetivo es conducir la cinta hasta el fondo del tanque, conociéndose así la cantidad de líquido que se encuentra en su interior.

En la siguiente **figura 23** se muestra un detalle del sistema de sonda para un tanque de lastre y el pozo de sentinas. Como se puede observar en la figura, los tramos de tubería de sonda que van en el doble fondo, y el correspondiente al pozo de sentina disponen de un mayor espesor para dotar a esta de una mayor resistencia (los diámetros de tubería que aparecen en la figura se han calculado en el Capítulo 5, Apartado 3, Punto 3 del presente proyecto).

**Figura 23.** Sonda en tanque de lastre y pozo de sentina

**Fuente:** Elaboración propia.

En la parte superior (sobre el nivel de cubierta) de todas las tuberías de sonda, se instalarán tapas de sonda, las cuales consisten en bocas de acero laminado. En dichas bocas se roscarán tapones de acero inoxidable, como se puede observar en la siguiente **figura 24**, estos puedan ser retirados fácilmente para realizar las mediciones pertinentes. Cada tapón llevada grabado una marca de identificación de cada tanque.



**Figura 24.** Tapas de las tuberías de sonda.



**Fuente:** Libro “Cargo Ventilation”.



## **2.- Ventilación de bodegas.**

### **2.1.-Introducción.**

#### **2.1.1.- Meteorología de las bodegas.**

El mantenimiento de las mercancías estibadas a bordo implica vigilar su comportamiento y tener en cuenta que pueden desprender gases, los cuales influirán en la meteorología de las bodegas, pero además hay que considerar la posibilidad de que en ellas se realicen intercambios de calor entre el interior de la bodega y el exterior mediante procesos de convección y radiación. También puede ocurrir el caso que una bodega de carga esté expuesta a las distintas condiciones climáticas encontradas por el buque durante la travesía.

Los espacios de carga en los cuales se van a estibar productos susceptibles de verse afectados por los cambios de temperatura necesitan controlar su ambiente buscando una relación idónea entre las tres variables: presión, temperatura y humedad, para conocer el estado higrométrico de la bodega. Los datos obtenidos ayudan a determinar cuándo deberá o no deberá ser ventilada la bodega según el grado de humedad relativa conveniente para la mercancía estibada en su interior.

Las mercancías del interior de la bodega verán sensiblemente alterada su temperatura en función de la duración del viaje y su ubicación con respecto al casco. Especialmente afectada estará la carga en contacto con los costados, ya que recibe directamente la influencia de la temperatura del agua de mar. En el centro de la bodega la incidencia será casi nula. Otra característica que se tendrá en cuenta con respecto a la ubicación será la existencia de canales de ventilación y la circulación de aire entre los diferentes bultos estibados en la bodega. Respecto al tipo de mercancía, existe una mayor influencia térmica en los graneles que en la carga general, ya que en los graneles se ha observado una variación acusada de la temperatura hasta aproximadamente un metro de profundidad; no obstante esta distancia varía con el tipo de producto y el estado de compactación con que se efectúe la carga.

#### **2.1.2.- Problemas de condensación y absorción de la humedad.**

Los casos en los que la humedad es considerada un factor perjudicial para la mercancía podrán causar averías por dos razones: una, por la condensación que se produce sobre ellas, y otra por la humedad que pueden incorporar por la absorción. El análisis de las condiciones de la bodega y de las características de la mercancía realizado antes de recibir la carga mostrará cual de los dos factores es más dañino. La condensación se produce en el interior del espacio de carga si la temperatura de su atmósfera se enfría por debajo del punto de rocío; la absorción de humedad por cargamentos higroscópicos (cargamentos que pueden absorber y exhalar la humedad según el medio en que se encuentran) se produce si coinciden los valores de la humedad atmosférica o ambiental de la bodega y la temperatura de la carga. Por ejemplo cuando un buque navega por una zona seca y cálida, decide ventilar las bodegas al pasar a otra húmeda y fría. La ventilación puede evitar la condensación, con la consecuente aparición de



gotas en las estructuras de acero que conforman las bodegas, estas gotas una vez formadas caen sobre la carga, tal y como se puede apreciar en la **figura 25**.

**Figura 25.** Aparición de gotas en la estructura de acero de bodegas consecuencia de la condensación.



**Fuente:** Libro "Cargo Ventilation".

La exudación representa una fuente de humedad que en la bodega puede presentarse de varias formas. Por ejemplo: como vapor de agua, como humedad libre en la carga o en el embalaje, o como humedad higroscópica. La humedad tenderá a evaporarse en contacto con el aire no saturado a la misma temperatura, siendo el porcentaje de evaporación dependiente de la humedad relativa del aire y de la velocidad con que circula sobre la superficie de la carga. Por tanto, es esencial controlar el contenido de humedad y la velocidad de ventilación utilizada.

### 2.1.3.- Ventilación de los espacio de carga.

Las normas que se deben aplicar para evitar la condensación varían en función de los equipos disponibles y las características de las mercancías embarcadas; no obstante, se considera muy importante disponer de un control sobre la temperatura del punto de rocío, mediante monitores instalados en los centros de control del buque. La información debe ser transmitida a través de los sensores colocados en diferentes puntos del interior de las bodegas.

Una solución que se aplica a bordo de los buques para controlar los problemas que puede causar la humedad es la utilización de ventiladores y extractores, que son colocados en la parte superior de los conductos de ventilación. Normalmente están sobre la cubierta principal a cierta altura, para evitar que sean alcanzados por rociones producidos por los golpes de mar. La ventilación de las bodegas es indispensable para el correcto transporte de la mayoría de mercancías, incluidas las reunidas bajo el nombre de carga general. Indudablemente, es obligatoria cuando se transportan mercancías a granel cuya temperatura





es determinante para su conservación. También es muy importante para la propia seguridad del buque y tripulación, ya que hay algunas mercancías que emiten gases que pueden ocasionar explosiones o incendios.

Independientemente del sistema de ventilación utilizado, se pueden aplicar unas sencillas reglas para lograr reducir los problemas que pueden causar la condensación y la humedad, valorando los factores que intervienen durante el proceso de ventilación:

- Si la temperatura del punto de rocío del interior de la bodega es mayor que la temperatura de rocío de la atmósfera exterior, se debe ventilar la bodega con aire seco del exterior. Para que no se produzca la condensación del vapor de agua sobre el cargamento, la temperatura del cargamento debe ser mayor a la del punto de rocío del interior de la bodega. Los cálculos deben valorar la temperatura de la obra muerta, que estará influenciada por la climatología y la temperatura de la obra viva dependiente de la mar.
- Si se cargan mercancías en climas fríos destinados a otros cálidos o tropicales, generalmente no suele haber problemas de condensación, el punto de rocío del aire de la bodega se mantiene por debajo del punto de rocío del aire exterior, la bodega solo se ventila para acondicionarla, pero no es necesario hacerlo durante la navegación.
- Si se transportan cargamentos higroscópicos de zonas cálidas a zonas más frías generalmente en estas condiciones la atmósfera interior de la bodega sufre una fuerte condensación, principalmente en los mamparos de la bodega y en el exterior de la cubierta debido a las bajas temperaturas del agua de mar. El punto de rocío del aire exterior cae por debajo del punto de rocío del interior de la bodega, por lo tanto se deben ventilar las bodegas. La ventilación se debe efectuar en horas en las que la humedad relativa sea baja.
- Si se transportan mercancías no higroscópicas desde zonas cálidas a aéreas de climas más fríos, en este caso la posibilidad de exudación del cargamento es remota ya que la temperatura de la mercancía es superior a la del aire de la bodega durante el viaje. Si hubiese exudación en el área del casco por la baja temperatura exterior se solucionaría con una ventilación cuando las condiciones lo requieran por inspección ocular de la bodega o por el control del punto de rocío. En el caso inverso del transporte de mercancías no higroscópicas, es decir de zonas frías a cálidas, no se requiere ninguna ventilación, pero la exudación de la carga podría ocurrir en la superficie de la estiba si entrase aire caliente que condensase la humedad de la carga.
- Si la temperatura del aire de la bodega es inferior a la temperatura de la cubierta, se producirán condensaciones sobre las estructuras metálicas superiores de la bodega, es decir, esloras, baos y planchas. En horas nocturnas se produce una condensación del aire interior de la bodega por debajo del punto de rocío. Dentro de la bodega el punto de rocío del aire interior deberá ser inferior a la temperatura de la carga y de las estructuras metálicas del buque, para evitar que la humedad se condense sobre las



mercancías. Para ello es muy importante conocer la temperatura de la carga aunque sea aproximadamente.

Los sistemas de ventilación utilizados pueden agruparse en métodos naturales, donde los dispositivos utilizados son mínimos para hacer pasar el aire desde el exterior de las bodegas y ventilarlas, y métodos técnicos en los que el aire se hace pasar por elementos químicos y equipos electromecánicos antes de hacerlo circular por las bodegas.

#### 2.1.4.- Métodos de ventilación natural.

##### 2.1.4.1.- Ventilación natural simple.

El primer sistema utilizado para realizar la ventilación natural en los espacio de carga es muy simple y aún persiste en algunos buques. Consiste en tubos que comunican el exterior con el interior de la bodega, teniendo forma de cuello de cisne. Si el tubo de entrada se orienta a barlovento y el de salida a sotavento, se producirá una circulación del aire, ventilando toda la bodega. Este sistema de tiro natural, permite la renovación de la atmósfera interior de la bodega acondicionándola para recibir cualquier tipo de mercancía. La diferencia de temperaturas es la que provoca la circulación del aire entrando por la parte inferior de la bodega y saliendo por la parte superior.

##### 2.1.4.2.- Ventilación natural forzada (Ventilación mecánica).

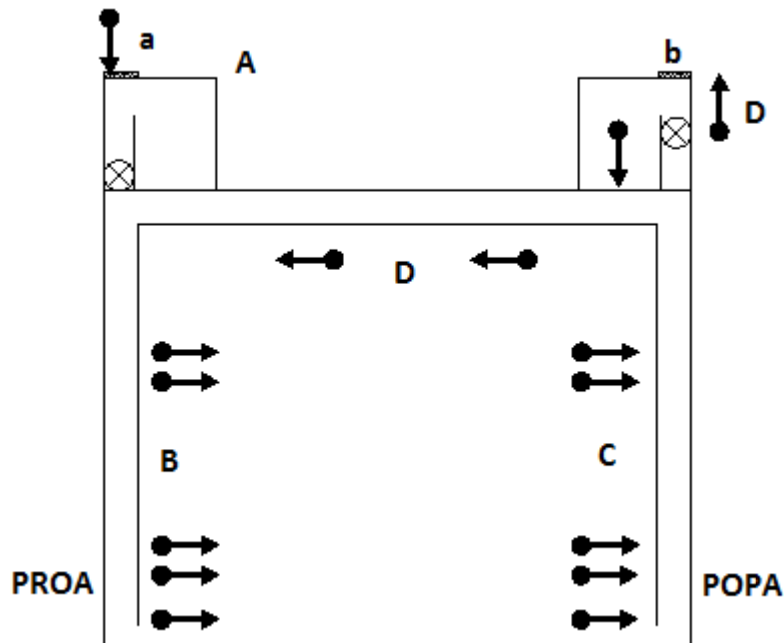
Otro sistema que también puede ser considerado natural es el denominado de tiro forzado, que es aquel que utiliza ventiladores para introducir el aire en las bodegas y extractores que lo sacan de ellas, produciéndose una circulación del aire. Los ventiladores son colocados en la cubierta de intemperie, estando sus entradas y salidas protegidas por una rejilla especial para evitar la entrada de chispas eléctricas o de fuego y una tapa para impedir la entrada de agua.



APARTADO 3: Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas

En la **figura 26**, se representa de forma esquemática un ejemplo de ventilación forzada en bodegas, en la que se pueden apreciar cada uno de los ventiladores, válvulas y conductos que la conforman.

**Figura 26.** Ventilación forzada de bodegas (Ventilación mecánica).



A	Entrada de aire de la atmósfera
B	Conductos distribuidores de aire
C	Conductos de circulación de aire
D	Salida de aire de la bodega
a, b	Válvulas para regular la entrada y salida de aire

**Fuente:** Libro "Manual de estiba para mercancías sólidas".

#### 2.1.5.- Métodos de ventilación técnicos.

La ventilación haciendo recircular aire desecado en la bodega mediante medios electromecánicos es un procedimiento que se utiliza en espacios donde haya mercancías que desprendan olores, para evitar la contaminación de otras que hayan sido estibadas en la misma bodega. El sistema tiene un conducto por el que entra aire seco procedente de la máquina, donde ha sido sometido a un tratamiento de secado.



Los procedimientos de secado pueden ser a través de elementos sólidos, en algunos casos varias capas de sílice, y en otros se utilizan productos líquidos, produciendo ambos los mismos efectos, es decir, el secado del aire que se utiliza para la ventilación.

La ventilación por aire desecado tiene la particularidad de que emplea ventiladores y extractores con capacidad de poder enviar el aire con una humedad relativa muy baja y a una determinada temperatura. El sistema de desecado del aire está basado en hacer pasar el aire de la atmosfera a través de una capa de productos sólidos o a través de líquidos que sean desecantes. Los primeros suelen ser minerales con la propiedad de absorber el vapor de agua del aire, acumulándolo en sus porosidades. Es importante mantener los filtros del equipo limpios, con lo que se puede llegar a reducir la humedad hasta el 1%, valor que es suficiente para eliminar la humedad de la bodega al mezclarse con el aire del interior. El vapor de agua es retirado del gel pasando aire caliente sobre sus cristales, pudiendo ser usado nuevamente.

Un segundo sistema de desecado del aire es aquel en el cual se hace pasar el aire por serpentines de refrigeración que se mantienen a una temperatura de entre 1° y 6° C. El aire al circular reduce su punto de rocío en los mismos grados. El sistema tiene un indicador para controlar el punto de rocío del interior de la bodega y del exterior; estos valores de temperatura son los que indicarán si la bodega se debe ventilar. Si el aire exterior es más seco que el de la bodega, se ventila con él; de lo contrario, se hace circular el aire secándolo al pasar por el equipo.

#### 2.1.6.- Periodos de ventilación.

Poniendo como ejemplo un transporte de mercancías entre un puerto de una zona húmeda y otro en seca permite teóricamente obtener algunas conclusiones y adoptar criterios de ventilación durante el tiempo que dura el viaje con el objetivo de llegar a puerto con la mercancía en buenas condiciones.

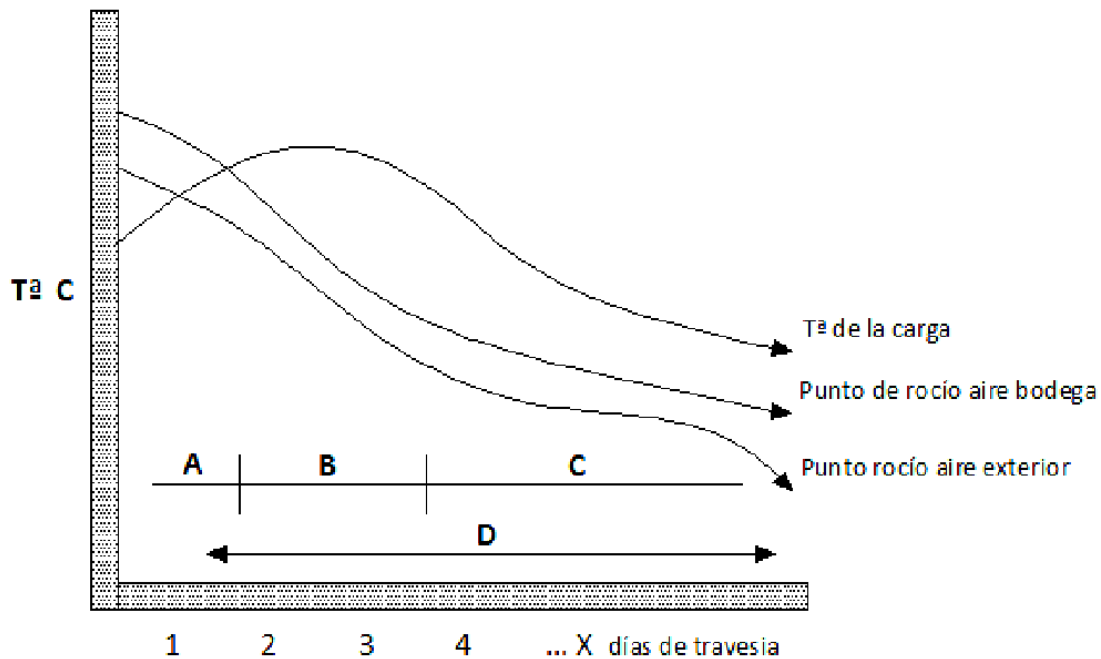
Estableciendo cuatro periodos de actuación, se puede realizar la siguiente previsión:

- A: Período en el cual se debe realizar la ventilación.
- B: Período de días críticos en los cuales no se debe ventilar.
- C: Período durante el cual se puede ventilar.
- D: Período de exudación del espacio del buque.

Una regla interesante para efectuar la ventilación es hacerlo en los espacios de carga cuando el punto de rocío del aire exterior sea inferior al punto de rocío de dichos espacios. En la **figura 27** se observa que en los periodos A y C, la temperatura del punto de rocío exterior es menor que la de la bodega.



Figura 27. Períodos de ventilación.

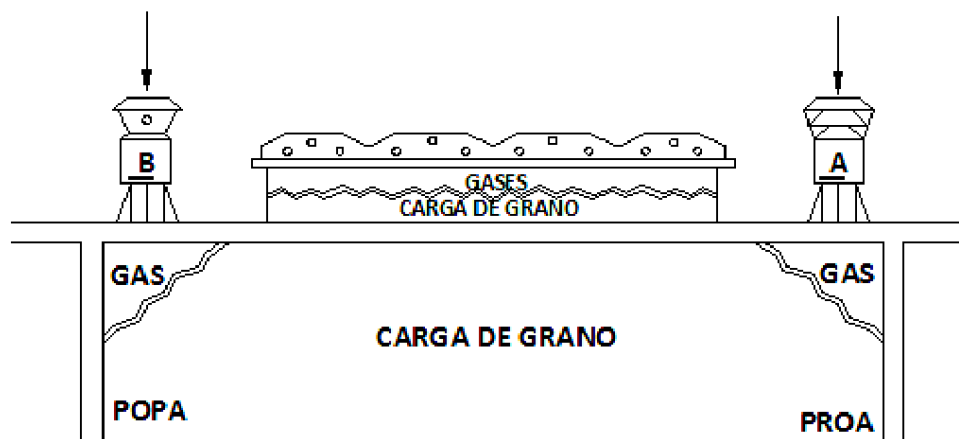


Fuente: Elaboración propia.

## 2.2.- Justificación del tipo de ventilación en bodegas.

La ventilación natural simple en los bulkcarrier no es correcta. Cuando las bodegas van completamente llenas no hay corriente de aire entre los ventiladores “A” y “B”, que se muestran en la **figura 28**. Ello es debido a que el grano va asentándose progresivamente durante el viaje, y el aire a la presión atmosférica normal no tiene fuerza suficiente para pasar a través de la carga.

Figura 28. Ventilación natural en una bodega a plena carga.



Fuente: Libro “El bulkcarrier en la práctica”.



### APARTADO 3: Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas

Por otra parte el asentamiento del grano origina entre la brazola de la escotilla y el techo de los cuarteles una gran cámara de gas, que, con este tipo de ventiladores, no tiene salida.

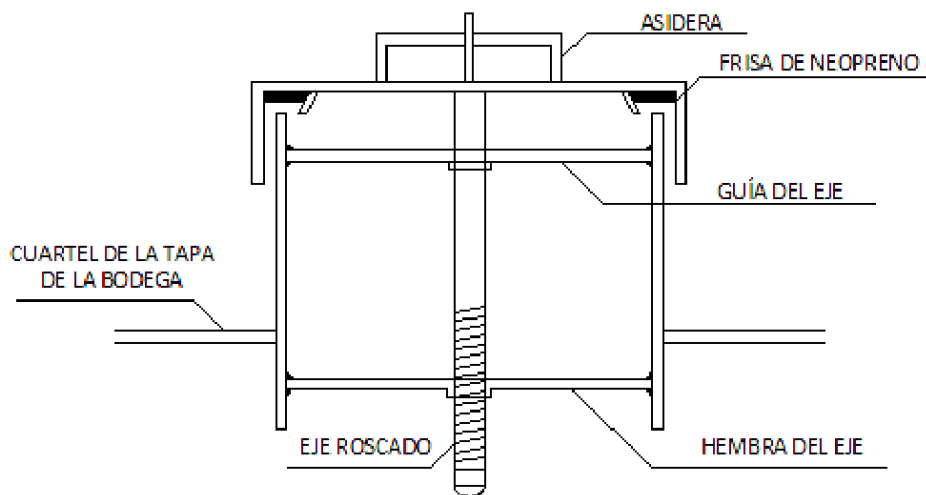
Para evitar este inconveniente, el sistema seleccionado para la ventilación de las bodegas del buque, teniendo en cuenta la mercancía que se va a transportar es el denominado natural de tiro forzado (ventilación mecánica), el cual se ha descrito anteriormente en el punto 2.1.4.2.

#### 2.3.- Soluciones de diseño.

La ventilación de las bodegas se llevará a cabo por medio de ventiladores instalados en las tapas de escotilla (uno por panel), como se indica en el plano de Disposición General y tal y como se describe a continuación.

Los ventiladores instalados son de tipo manual, y debe de estar construido de forma que libere los cuarteles al abrir las escotillas. Cada bodega debe de llevar dos, uno situado en el primer cuartel, a babor, y el otro en el último cuartel, a estribor. De esta forma se asegura una perfecta circulación del aire. Este tipo de ventilador se muestra en las **figuras 29 y 30**.

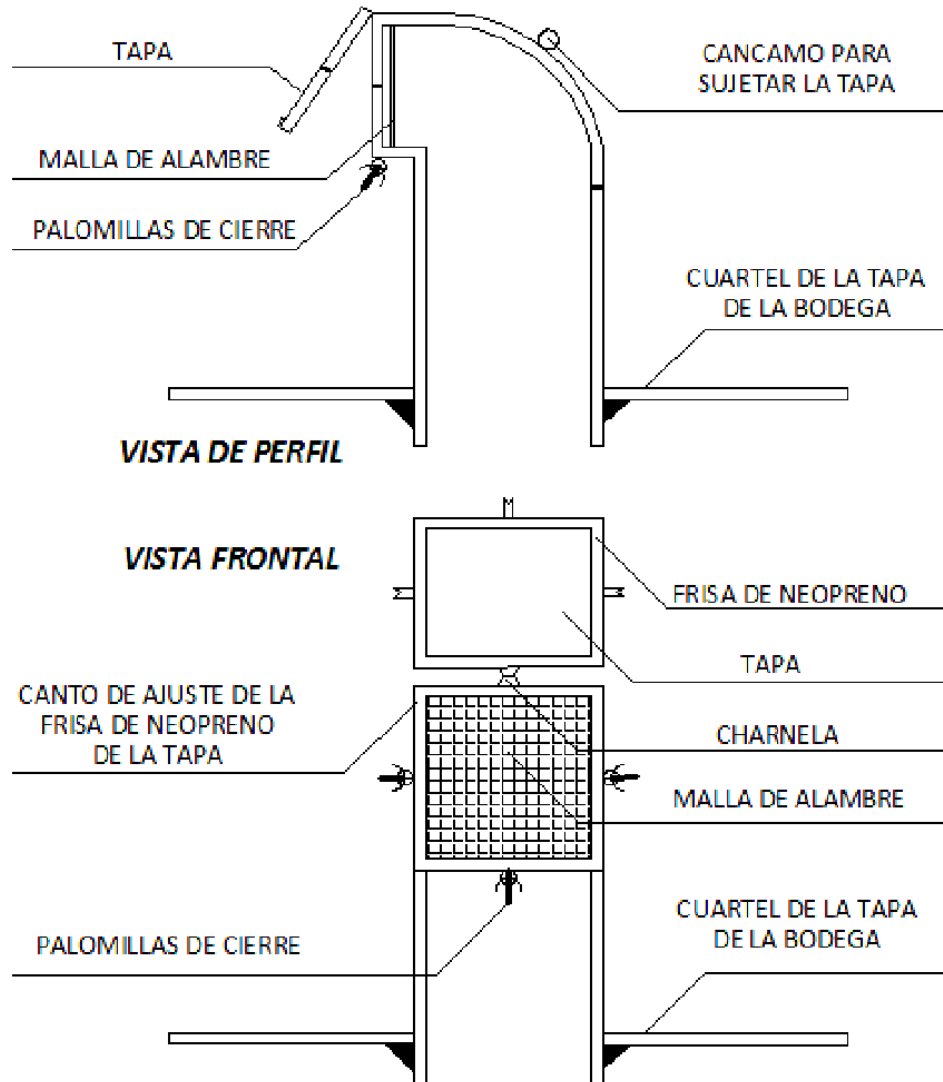
**Figura 29.** Sección ventilador tipo manual.



**Fuente:** Libro "El bulkcarrier en la práctica".



**Figura 30.** Salida a la cubierta superior del conducto del ventilador.



**Fuente:** Libro “El bulkcarrier en la práctica”.

Se debe de tener la precaución de cerrar los ventiladores con mal tiempo. Como los cierres de los ventiladores tienen que ser completamente estancos, se les revisarán periódicamente las frisas de goma; estas gomas no serán demasiado duras, al objeto de que el cierre sea hermético. De la misma manera periódicamente, se engrasarán y limpiarán el eje roscado y la hembra del ventilador.

En el viaje al puerto de carga, si el barco va en lastre, se procurará que haya la mayor ventilación posible, llevando para ello las escotillas abiertas y los tanques de carga que no lleven lastre tendrán abiertos los registros altos y bajos.





Si el puerto de carga está en la zona tropical, habrá que tener en cuenta las zonas de “doldrums”, donde los fuertes chubascos y tormentas son muy frecuentes. En este caso se cerrarán las bodegas y tanques para evitar la humedad en sus interiores.

Los ventiladores estarán provistos de tapas elevables con un dispositivo de abrazadera y tapones para la posición de “abierto” así como una junta de neopreno. Las operaciones de abrir/cerrar y de colocar la abrazadera se harán de forma manual.

No se instalarán conductos de ventilación en el interior de las bodegas de carga.

La tapa del ventilador y la brazola deberán ser de acero, pintado como la tapa de escotilla. Esta tapa será reforzada por medio de pernos de acero inoxidable y pasadores.

Se instalarán válvulas de presión – vacío en la bodega inundable la cual deberá estar provista de una o dos válvula(s) de presión –vacío situadas en la brazola de la escotilla, diseñadas para la capacidad de dos bombas de lastre a una capacidad nominal de más del 25% o descarga por gravedad, tomando como referencia la más elevada de las dos opciones.

#### 2.4.- Temperatura y humedad de la carga.

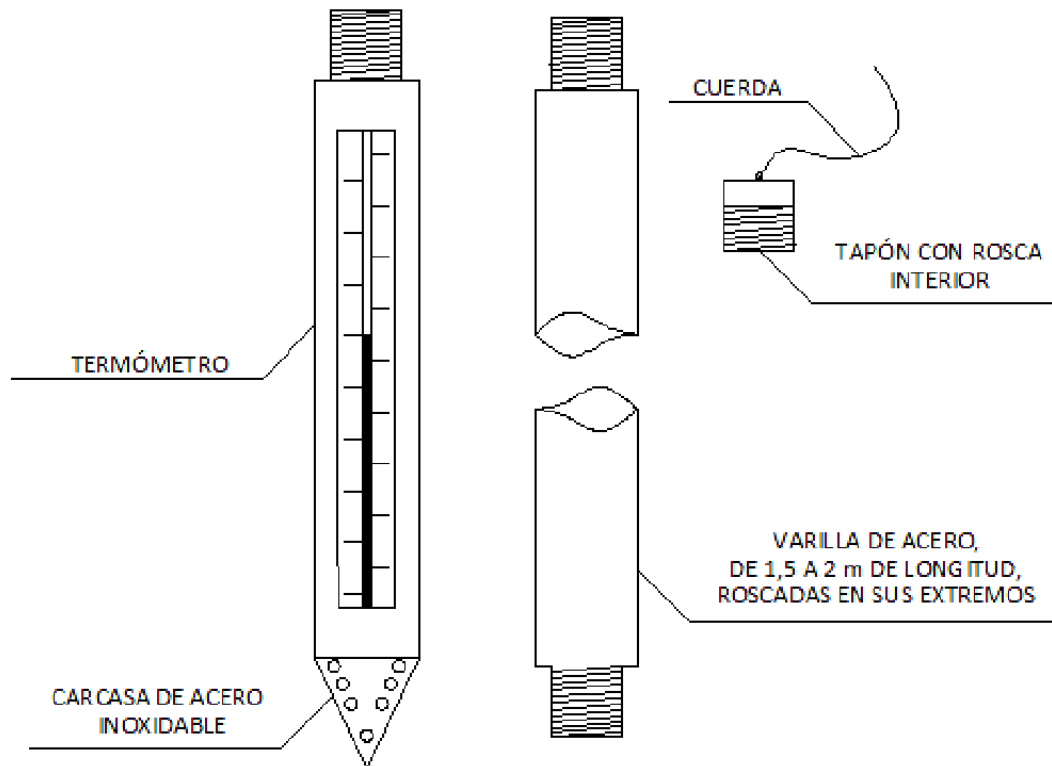
Dado que el valor del grano depende mucho de su grado de humedad y temperatura, es conveniente llevar un registro diario de estos dos factores. Por otra parte, el silo receptor de la carga suele pedir el valor de la temperatura de carga actual cada dos o tres días.

Para la toma de temperaturas se sigue el siguiente procedimiento: Se quita la tapa de uno de los ventiladores y se meten los termómetros profundamente en la carga. Se espera un tiempo prudencial y se lee la medida de la temperatura. A continuación se registra en el diario de temperaturas.

El tipo de termómetro utilizado con muy buenos resultados, es el que se muestra en la **figura 31**. La longitud de la varilla puede ser de 1,5 a 2 m y roscadas por sus extremos para poderlas unir unas a otras con el objeto de obtener la longitud necesaria. La última varilla lleva en su extremo una tapa roscada con una argolla, a la que se fija una cuerda resistente, al objeto de que varilla y termómetro no se pierdan entre la carga.

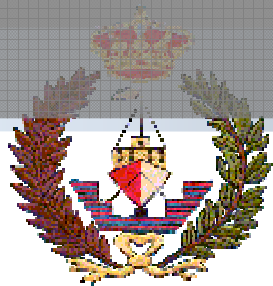


**Figura 31.** Termómetro para medir la temperatura de la carga a granel



**Fuente:** Libro “El bulkcarrier en la práctica”.

Respecto a la humedad, se tendrá en cuenta que no se deben abrir los ventiladores cuando la humedad ambiente sea superior al 80 %. Un método práctico de determinar si es conveniente o no el ventilar la carga consiste en introducir en la bodega, a través de uno de los ventiladores, un higrómetro manual. Si la humedad dentro de la bodega es superior a la ambiente, debe ventilarse. Si por el contrario, es inferior, se mantendrán los ventiladores cerrados.



# CAPÍTULO 4

MEMORIA JUSTIFICATIVA



# APARTADO 4

CONTRAINCENDIOS EN ZONA DE CARGA Y BODEGAS



**UCA**

Universidad  
de Cádiz



## **1.- Principales causas de los incendios a bordo.**

En este apartado se definirán algunas de las causas principales de los incendios a bordo ya que sería prácticamente imposible citar todas una por una.

### **1.1.- Ignición espontánea.**

Cuando a los productos líquidos procedentes del petróleo se les calienta lo suficiente, se incendian sin la aplicación de una llama descubierta. Este proceso de autoignición es muy común cuando los aceites combustibles o lubricantes se pulverizan sobre una superficie caliente. También se puede producir la ignición espontánea cuando se derrama aceite sobre revestimientos, que estén calientes, al evaporarse alcanzan una temperatura adecuada para estallar en llamas. Las tuberías de combustible requieren una especial atención para evitar que se rocíen de este por pérdidas en las mismas.

### **1.2.- Fugas de combustibles y aceites en la Cámara de Máquinas.**

La presencia de residuos y vapores de combustibles de máquinas, pueden causar un incendio en la cámara de máquinas, incendio que, si no se debe al combustible en origen, se desarrollará igualmente en un corto periodo de tiempo.

Cuando una máquina tenga un recalentamiento en su interior, debe pararse inmediatamente, dejando en funcionamiento su sistema de refrigeración si dispone de él y dejar transcurrir un cierto intervalo de tiempo antes de quitar las tapas que dan acceso a su interior para que los puntos calientes se enfríen, antes de que penetre aire (oxígeno) en su interior y pueda producirse una mezcla inflamable con los vapores del aceite lubricante.

Las bombas que descargan el producto de los tanques deben reconocerse exteriormente por lo menos dos veces cada guardia de cuatro horas para comprobar que no hay recalentamiento en sus cojinetes.

### **1.3.- Aparatos eléctricos.**

Una de las posibles causas de producción de incendios por el uso de aparatos eléctricos se ocasiona al sobrecargar las líneas para aumentar la potencia o el número de aparatos electrodomésticos o de iluminación. Ya que esto, puede dar lugar a incendios, cuando circula a través de las líneas eléctricas una intensidad mayor para las que han sido proyectadas y dimensionadas, esto hace que se calienten los hilos y se resequen las fundas protectoras, las cuales pueden llegar a cuartearse. No deberá permitirse el uso de indiscriminado de aparatos electrodomésticos, de alumbrado, ventiladores, estufas, etc.

Todos los aparatos electrodomésticos y de alumbrado deberían ser fijos, no deberá permitirse, bajo ningún concepto, la utilización de un aparato eléctrico que utilice enchufe para su alimentación que no esté perfectamente sujeto a una base sólida, esta medida es necesaria para evitar que con los balances del buque durante la navegación, pueda caerse



---

#### APARTADO 4: *Contraincendios en zona de carga y bodegas*

---

rompiendo el cable eléctrico en su caída o arrancando el enchufe, ocasionando así un riesgo de incendio.

Una falsa conexión puede dar lugar a que se origine un incendio, por lo cual, no debe permitirse que personas no especializadas intervengan en la instalación o reparación de los equipos y tendidos eléctricos.

#### **1.4.- Cigarrillos.**

Es necesario limitar los locales en que se pueda fumar a bordo sobre todo en los buques tanque. Debe estar prohibido fumar en cualquier zona del buque en la cual se almacene pintura, aceites, trapos, cabos, así como en el interior de los pañoles.

El fumar en la cama está prohibido en todos los buques, puesto que se trata de una práctica extremadamente peligrosa. Muchos incendios se han originado por no haber apagado correctamente los cigarrillos, y por haberse quedado dormido mientras se estuvo fumando en la cama, con el consiguiente peligro para la propia persona, sus compañeros y el buque.

#### **1.5.- Equipos de cocina.**

A los espacios de cocina de los buques debe prestársele una especial atención debido al riesgo de incendio que entrañan. Existe una diferencia fundamental entre la cocina de una instalación en tierra y la de un buque, esta es la condición de “estática” de la instalación terrestre frente a la “dinámica” de la de a bordo. Es esta posibilidad de movimiento, la causante de peligros de incendio en las cocinas ya que al estar sometida a los balances del buque puede producirse la caída de los utensilios de cocina (si no se colocan balanceras) o se derrame el contenido de los mismos, que en el caso de productos como aceites entrañan un gran peligro ya que es fácil que se produzca un fuego de inmediato. Aún en el caso de que se derrame agua o cualquier otro líquido no inflamable, existe un riesgo, ya que este puede apagar la llama, pero el combustible seguiría saliendo, con lo cual el espacio se podría llenar de gas si este no posee de los medios de ventilación correctos.

Como primera medida para sofocar un posible incendio en cocina, cerca de los fogones deben instalarse extintores contra incendios que permitan en todo momento su rápida utilización. Bajo ningún pretexto deberá abandonarse la cocina cuando esté encendida, o sus placas continúen calientes.

Cuando se empleen quemadores de gasóleo, para impedir incendios en la chimenea y que salgan al exterior chispas debidas al hollín incandescente, deberá comprobarse frecuentemente la regulación de los quemadores. Las campanas extractoras deberán estar siempre limpias.



### 1.6.- Trabajos en caliente.

Los trabajos realizados a bordo con equipos que originen calor o chispas pueden dar lugar a incendios (soldaduras, corte, etc.). Antes de iniciar un trabajo de esta naturaleza, si se trata de un espacio cerrado debe ventilarse el compartimento y comprobarse con un detector de gases inflamables que el nivel de estos no supera el 1% del límite inferior de inflamabilidad.

En todos los casos deberán eliminarse en un espacio de por lo menos 10 metros a la redonda de la zona de trabajo en caliente todos los cascarones de óxido, barro y sedimentos. También es necesario comprobar que los compartimentos adyacentes están desgasificados y no pueden llegar gases de otros compartimentos a través de cualquier conducto de ventilación, así como, que no hay materias inflamables que puedan incendiarse por el calor transmitido por los mamparos.

Mientras se esté desarrollando cualquier trabajo en caliente deberá estar en servicio una guardia de contra incendios equipado con extintores.

Cuando se trate de trabajos en caliente en el interior de los tanques deberán tomarse medidas especiales como:

- a) Comprobar que los espacios adyacentes están desgasificados, inertizados o llenos de agua.
- b) Se deberán aislar todas las tuberías que desemboquen en el tanque en que se esté trabajando y los espacios adyacentes.
- c) Se deben hacer verificaciones para asegurarse de que mientras se efectúan los trabajos, no hay filtraciones de los tanques adyacentes de gases tóxicos o inertes.
- d) Solo se deberá permitir el trabajo en caliente sobre tuberías y válvulas cuando se haya separado por medio de trabajo en frío la sección apropiada y los extremos abiertos del sistema restante hayan sido tapados.
- e) En buques tanque, se deberá parar el bombeo del cargamento o lastre, el lavado de tanques y cualquier otra operación simultánea que use el sistema de cargamento.

### 1.7.- Tormentas eléctricas.

Los buques tanque deberán tomar precauciones durante las tormentas eléctricas. Si hay poco movimiento de aire, el gas de hidrocarburo puede quedarse sobre la cubierta en grandes concentraciones. Si hay viento soplando a través de la superestructura de los buques, puede formarse un área de baja presión sobre el costado de sotavento y como consecuencia arrastrar el gas en la dirección de la superestructura.

Cualquiera de estos efectos puede originar una concentración local de gas, si esto sucede, puede ser recomendable parar las operaciones de carga, que involucran limpieza de tanques y desgasificación, mientras duren tales condiciones atmosféricas.



Durante las tormentas eléctricas relativamente cercanas, las operaciones de manejo de carga de petróleo, lastrado, desgasificado deben suspenderse y proceder a cerrar todas las aberturas de los tanques.

#### **1.8.- Roedores.**

Debe evitarse la existencia de roedores a bordo, aparte de las razones elementales de higiene, por otras tantas, iguales o más importantes, dado que a estos animales en ocasiones les gusta el barniz que recubre los devanados de los motores eléctricos y originan daños en el mismo. En ocasiones ha habido serios problemas en los equipos eléctricos por esta causa que han originado incendios. A partir de un determinado tamaño, los motores eléctricos que se instalen a bordo deben estar protegidos contra la incidencia de roedores.

#### **1.9.- Lámparas y otros equipos con cables flexibles.**

Antes de utilizar líneas volantes, con cables flexibles, para la alimentación de corriente eléctrica a lámparas y otros equipos eléctricos portátiles (ventiladores, bombas, etc.), debe comprobarse el estado de los mismos y sus correspondientes conexiones.

Esto tiene especial importancia en los buques tanque donde debe prohibirse el uso de equipos eléctricos portátiles provistos de cables volantes dentro de los tanques y espacios adyacentes, o sobre la cubierta de estos tanques, a menos que durante el periodo que el equipo este en uso se tomen las mismas precauciones que deben tomarse para los trabajos en caliente.

#### **1.10.- Electricidad estática.**

Otra fuente de incendios puede ser la electricidad estática ya que esta puede producir chispas de suficiente energía para encender un gas inflamable. En los buques tanque pueden darse atmosferas con gas inflamable y deben tomarse medidas especiales para anular las cargas electroestáticas.

#### **1.11.- Cortocircuitos.**

Los cortocircuitos a bordo también pueden ocasionar la aparición de un incendio si se dan las condiciones idóneas para ello. Se define cortocircuito como el fenómeno eléctrico que se produce accidentalmente por contacto entre conductores originándose una corriente de gran intensidad. Este tipo de circunstancias podrán aparecer cuando el material eléctrico que tenemos en el buque no esté en perfecto estado.





## **2.- Tipos de fuego y agentes extintores.**

### **2.1.- Definiciones y designaciones de las clases de fuego.**

La fuente utilizada para la elaboración de este apartado es el “British Standards Institution”, el cual da las siguientes designaciones con el propósito de calificar los fuegos de diferente naturaleza dividiéndolos en clase A, B, C y D.

La clasificación de un incendio es importante a la hora de tratar su extinción. Cada clase de incendio tiene sus propias necesidades de extinción.

#### **2.1.1.- Incendios Clase A.**

En los incendios de Clase A intervienen materiales combustibles normales como la madera, la ropa, la goma y un gran número de plásticos. El agua se utiliza para enfriar o apagar los materiales que arden por debajo de su temperatura de ignición. La adición de espumas de Clase A (a veces denominada agua húmeda) puede potenciar la capacidad del agua para extinguir incendios de Clase A, especialmente aquellos que tienen muchos materiales de embalaje. Esto se debe a que el agente de espuma de la Clase A reduce la tensión de la superficie del agua, permitiendo que penetre más fácilmente en el material. Los incendios de Clase A son difíciles de extinguir mediante los métodos de exclusión de oxígeno como la inundación de CO<sub>2</sub> o capas de espuma, ya que dichos métodos no proporcionan el efecto de enfriamiento necesario para la extinción total.

Son esencialmente los que forman parte de los recubrimientos y decoraciones del buque. Algunos, frecuentemente están ocultos, como son los plásticos que conducen la corriente eléctrica, como sucede con la habitabilidad del cableado que va desde los mamparos y los recubrimientos de madera. Las fibras textiles del habitáculo, las vemos en muchos lugares, como por ejemplo en las cortinas de portillos y ventanas. Los materiales de Clase A son, así mismo, frecuentes y abundantes en los espacios de máquinas, así tenemos:

- Fibras de estopa para limpieza.
- Plásticos no cableados para limpieza.
- Maderas que se usan para asentar o depositar piezas, cajas con repuestos y herramientas.

Los paños son los lugares donde podemos encontrar la más amplia y variada gama de estos materiales; en estos lugares la ventilación suele ser escasa. Así encontraremos maderas de estiba, maderas para hacer ciertas reparaciones, estopas, trapos, lonas, encerados, estachas, etc.



### 2.1.2.- Incendios de Clase B.

Los incendios de Clase B implican líquidos y gases inflamables y combustibles como la gasolina, el aceite, la laca, la pintura, los alcoholes minerales y el alcohol. El efecto de sofocación o tapamiento de la exclusión del oxígeno es el más efectivo para la extinción y también ayuda a reducir la producción de vapores adicionales. Otros métodos de extinción incluyen la supresión del combustible, la reducción de la temperatura cuando sea posible y la interrupción de la reacción en cadena con agentes químicos secos. En la zona de habilitación casi no existen, a excepción de las cocinas, donde suelen encontrarse aceites comestibles, que pueden representar un foco de fuego por recalentamiento de los mismos, mientras se está cocinando. En los espacios de máquinas los incendios calificados como de Clase B, son muy frecuentes puesto que principalmente es el lugar donde se localizan mayormente todo este tipo de materiales. Estos son también muy frecuentes en pañoles donde suele haber pinturas, barnices, petróleo, gasolina, aceites, etc.

### 2.1.3.- Incendios de Clase C.

En esta clasificación se incluyen los incendios producidos por sustancias que arden en estado gaseoso y a presión, tales como el Metano, Propano, Hidrogeno, Butano, etc. Este tipo de gases son los materiales más fácilmente inflamables, pero las cantidades que se llevan a bordo para su uso cotidiano son realmente pocas. Deben manejarse con cuidado evitando golpes y sobre todo se evitarán los focos de temperaturas elevadas ya que pueden explotar de forma violenta.

Los incendios que implican equipos eléctricos activados constituyen los incendios de Clase C. Estos incendios pueden controlarse a veces mediante un agente extintor no conductor como el Halón, un agente químico seco o el Dióxido de Carbono. El procedimiento de extinción más rápido es quitar la energía de los circuitos de alto voltaje y posteriormente combatir el incendio de forma apropiada según el combustible implicado.

### 2.1.4.- Incendios de Clase D.

Los incendios de clase D implican metales combustibles como el Aluminio, Magnesio, Titanio, Circonio, Sodio y Potasio. Estos materiales son especialmente peligrosos cuando se encuentran en forma de polvo. Si se da la concentración necesaria de estos metales (polvo) en el aire y existe una fuente de ignición, esta mezcla puede causar potentes explosiones. La temperatura extremadamente alta de algunos metales cuando arden hace que el agua y otros agentes extintores se muestren ineficaces para sofocar este tipo de incendios. No existe ningún agente que pueda controlar los incendios de estos metales de forma general, es decir, se necesita un agente extintor específico para sofocar los incendios producidos por cada uno de estos metales. La extinción se realiza cubriendo el material que está ardiendo. La dificultad de sofocar este tipo de incendios hace que la prevención de los mismos tome una mayor importancia.



### 2.1.5.- Incendios de Clase E.

Según se incluye en la norma NM-S699EMA “Símbolos de identificación para el empleo de extintores”, de obligado cumplimiento en la Marina, realiza la misma clasificación antes mencionada pero incluye una categoría mas, repitiendo los incendios de las clases A,B,C,D pero sumando a esta lista los de la clase E.

Esta norma define los incendios de Clase E como los producidos por equipos e instalaciones eléctricas (motores, generadores, transformadores, etc.) o incendios de Clase A, B, C, D en presencia de equipos eléctricos con tensión.

### 2.2.- Agentes extintores.

Un incendio a bordo es uno de los mayores peligros que puede amenazar la vida de una embarcación. Si no es dominado rápidamente o no es localizado a tiempo, pone en serio riesgo a la tripulación e inclusive al mismo buque, por ello es muy importante determinar qué tipo de agente extintor es el adecuado para sofocar un incendio.

Las sustancias más utilizadas para la extinción de fuegos a bordo se enumeran a continuación:

- Agua.
- Dióxido de Carbono.
- Halógenos.
- Espumas.

No se permitirá el uso de un agente extintor que, a juicio de la Administración, desprenda, por si mismo o en las condiciones previstas de utilización, gases, líquidos u otras sustancias de naturaleza tóxica en cantidades tales que puedan poner en peligro a las personas.

Debido a la amplia gama y tipos de material transportado en los buques hay que hacer una elección adecuada del tipo de agente extintor a utilizar en cada caso. Algunos agentes extintores son más eficientes que otros, algunos son conductores eléctricos, otros tóxicos y otros pueden incluso hacer más daño que el propio fuego. Una mala elección del agente extintor puede que no sea capaz de apagar el fuego e incluso empeorar la situación.

#### 2.2.1.- Agua.

Dentro del agua como agente extintor aparecen dos subgrupos, el agua como tal, y el agua nebulizada.



#### 2.2.1.1.- El agua.

El agua como tal, es un agente extintor que tiene la propiedad de enfriar y la capacidad de absorber calor de forma destacada del resto de los agentes extintores. Con la cantidad de calor extra del fuego llega a transformar el agua en vapor y por lo tanto produce un efecto apagador del mismo. Para fuegos de la Clase A hay que aplicar agua en forma de chorro directo sólido y así se envuelve el material (madera, papel, etc.) consiguiendo una penetración directa en la base del fuego.

Se utiliza agua en forma de gotas finas y esparcidas para aquellos fuegos en los que haya líquidos ardiendo y así absorbemos calor de las llamas. Las cortinas de agua en partículas son usadas para proteger la zona frontal de la superestructura de cara a los tanques de carga en caso de incendio. También este tipo de chorro de agua sirve para proteger a los bomberos del fuego.

La eficacia de un agente extintor como medio de enfriamiento depende de su calor específico y latente, así como de su punto de ebullición. La superioridad de las propiedades extintoras del agua puede atribuirse a valores relativamente altos de su calor específico y su calor latente y a su disponibilidad. Sin embargo, el agua es bastante pesada y si no se dispone de red de tuberías es difícil de trasladar. Al rociar el fuego con agua, esta absorbe los rayos infrarrojos radiados por el fuego y produce su efecto apartando el calor de las superficies sólidas que están ardiendo mediante una secuencia de acciones de conducción, evaporación y convección. Este efecto puede resumirse del siguiente modo:

- a) Un litro de agua por minuto puede absorber 650 Kcal/min. Si se aplica a 15°C y llega totalmente evaporada y sobrecalentada a 250°C.
- b) El agua al evaporarse se expande a una razón aproximada de 2500 veces su volumen inicial, reduciéndose el contenido de oxígeno en espacios cerrado.
- c) Inicialmente, puede incluir aire, dependiendo del tipo de chorro que se elija. Con un chorro difuso en un ángulo de 30° y una presión de lanza de 7 Kg/cm<sup>2</sup> se inducen unos 850 litros por minuto de aire en la corriente de agua. Esta inclusión de aire puede ser beneficiosa o perjudicial, según el modo de aplicación.
- d) En un compartimento cerrado interior en el que hay combustibles ordinarios, extinguirá el fuego a razón de 0,75 m<sup>3</sup>/l min.
- e) Sus efectos pueden mejorarse con la adición de agentes activos que favorezcan la acción de penetración y empapamiento.

Todo sistema fijo de extinción de incendios por aspersión de agua a presión prescrito para los espacios de máquinas estará provisto de boquillas aspersoras de un tipo apropiado.



A continuación se enumeran algunas de las desventajas de usar agua como agente extintor de incendios:

- a) Es conductora de la electricidad.
- b) Puede provocar grandes daños a la mercancía y a la maquinaria.
- c) Puede producir una considerable pérdida de estabilidad si se utiliza en grandes cantidades.

#### 2.2.1.2.- Agua Nebulizada.

La extinción de incendios por agua nebulizada es un sistema innovador que incorpora el agua como agente extintor, pero con la salvedad de que resuelve algunas de las desventajas anteriores como la inundación del espacio y la conductividad eléctrica.

El agua nebulizada (watermist) es un sistema poco extendido que, aunque parezca contradictorio, es muy eficaz en instalaciones con equipos electrónicos. No perjudica el medioambiente, no conduce la electricidad y es inocuo para los equipos y las personas.

Las posibilidades de aplicación del agua nebulizada en el control o la extinción de incendios, son muy amplias, pudiendo recomendar su uso prácticamente en todos los riesgos posibles.

Este sistema de control del fuego consiste en optimizar las propiedades del agua como agente extintor, dividiéndola en microgotas y proporcionando la energía suficiente para que penetren en el fuego, potenciando su capacidad de extinción. Este sistema se basa en la expulsión de agua atomizada (gotas de 60 a 200 micras) a alta presión de manera que no se vaporiza por el calor del fuego. La extinción se produce por 3 acciones diferentes:

- 1) Enfriamiento por absorción del calor.
- 2) Atenuación de la transmisión de calor, por radiación.
- 3) Desplazamiento del oxígeno en el foco del fuego.

Los sistemas de agua nebulizada se utilizan para uno o varios de los fines que se enumeran a continuación:

- Extinguir el incendio por sofocación, enfriamiento, disolución o emulsión.
- Controlar el incendio.
- Proteger contra el calor radiante
- Prevenir incendios.

El uso de agua nebulizada permite, para una misma cantidad de agua, incrementar la superficie de vaporización respecto a otros sistemas basados en agua, mejorando así su eficiencia. Esto se traduce en una reducción del agua necesaria para la extinción de un incendio, disminuyendo el espacio de almacenamiento y los desperfectos ocasionados por el agua.



Este tipo de sistema no es tóxico y la habitabilidad del recinto es posible durante la extinción sin problemas de asfixia, por lo que este sistema es apto para áreas ocupadas siempre que se utilice agua potable o agua de mar. Tiene pocas limitaciones, una de ellas es la presencia de elementos que se combinen con el agua produciendo reacciones peligrosas (metales reactivos, haluros, sulfuros, etc.). En estos casos el sistema no es adecuado. No necesita estanqueidad al 100% del recinto. Otra ventaja a tener en cuenta es la facilidad de recarga y mantenimiento.

#### 2.2.2.- Dióxido de Carbono.

Durante muchos años el dióxido de carbono ha sido utilizado de forma exitosa en espacios de maquinarias y en casi todo tipo de materiales de riesgo en los barcos. El fuego es reducido introduciendo el oxígeno contenido en la atmosfera a un porcentaje del 21% y cambiándolo a un nivel el cual es insuficiente para mantener la combustión. El porcentaje a conseguir para la mayoría de los casos ronda entre el 12 y el 16 %, pero en el caso de materiales combustibles sólidos este porcentaje habría que reducirlo al 5% para asegurar su eficiencia.

No es apto para zonas ocupadas, porque la concentración de oxígeno disminuye hasta un nivel en el que la vida no es sostenible, razón por la que, al mismo tiempo, es un agente extintor muy efectivo.

Hay muchos campos en los que se prefiere utilizar el CO<sub>2</sub> en lugar de otros agentes, por ejemplo: en cisternas, en lugares donde hay trasvase de carburante, salas de bombas y motores. Este sistema es muy utilizado por su eficiencia en cámaras de máquinas.

La cantidad de dióxido de carbono requerido para la protección de una cámara de máquinas o para un cuarto de bombas es la suficiente para dar una mínima concentración de gas libre igual a la cantidad de:

- 40% del volumen total del espacio más grande, el volumen a excluir es el correspondiente a la parte por encima del nivel en el cual la zona horizontal es del 40% o menor al área horizontal del espacio tomando como referencia el punto medio entre la parte superior del tanque y la parte más baja del guardacalor; o
- 35% del volumen total del espacio de máquinas más grande protegido, incluyendo el guardacalor.

Respecto a estos porcentajes puede que se reduzcan al 35% y al 30% respectivamente en el caso de buques de carga de menos de 2000 toneladas brutas. Un 85% del gas requerido debería de ser capaz de ser descargado en la zona de máquinas en un tiempo de 2 minutos.

La zona de carga de un buque de 2000 toneladas brutas y cargas superiores deberían estar protegidas por un sistema de dióxido de carbono con suficiente cantidad de medios para dar un volumen mínimo de gas libre igual al 30% del volumen total del espacio más grande.



A continuación se enumeran una serie de ventajas y desventajas de este tipo de sistema:

Ventajas:

- No es corrosivo.
- No es conductor de la electricidad.
- No deja residuos.
- No pierde propiedades con los años.
- Tiene siempre una disponibilidad inmediata.

Desventajas:

- Es altamente asfixiante y ligeramente tóxico, con una concentración de aproximadamente el 9% puede producir la inconsciencia en pocos minutos.
- Tiene un efecto de enfriamiento pequeño y por esto existe un peligro de autoignición en el caso de que tengamos aporte de aire nuevo demasiado rápido en la zona del incidente.
- En el momento de la descarga, aparecen partículas de dióxido de carbono en forma sólida que pueden generar una electricidad estática suficiente como para que salte una chispa y provoque la ignición de la atmosfera si esta es inflamable como puede ocurrir en algunos barcos. Por esta razón el dióxido de carbono no es adecuado en zonas en la que se ubiquen tanques de aceite y salas de bombas.

### 2.2.3.- Halón.

El Halón es un agente extintor muy eficiente que ha sido utilizado durante un tiempo en instalaciones terrestres y en la aviación pero debido a que es tóxico, desde hace algunos años no se ha vuelto a utilizar en el ambiente marino.

Los Halones son hidrocarburos halogenados que tienen la capacidad de extinguir el fuego mediante la captura de los radicales libres que se generan en la combustión. Hasta que se determinó que producían daños a la capa de ozono, fueron los productos extintores más eficaces para combatir el fuego, ya que, sumado a su alto poder de extinción, fácil protección y pequeño volumen de almacenamiento, presentan una toxicidad muy baja, buena visibilidad y no provocan daños sobre los equipos electrónicos y eléctricos sobre los cuales se descargan.

El Halón 1301 y el 1211 eran aceptables para el uso en buques según Sociedades de Clasificación. Estos líquidos eliminan el fuego interrumpiendo la composición química normal del combustible y son particularmente eficientes en aquellos fuegos en los que la energía principal de combustión está en las llamas.





A continuación se enumeran una serie de ventajas y desventajas de este tipo de sistema:

Ventajas:

- Consigue de una forma muy rápida la extinción del fuego.
- No deja agentes residuales.
- Los contenedores de Halón 1310 pueden estar localizados tanto fuera como dentro de lugares protegidos.
- Tanto el Halón 1310 como el 1211 son ligeramente tóxicos pero dejan de serlo después de algunos minutos.

Desventajas:

- Destruye la capa de Ozono.
- No son muy eficientes cuando el incendio se encuentra con materiales sólidos que lo hacen crecer rápidamente.
- Tiene poco efecto de refrigeración.
- Son inadecuados contra combustibles químicos que contengan oxígeno y metales reactivos.

La mayor desventaja que presenta el uso del Halón como agente extintor es la contribución de este a la destrucción de la capa de Ozono, por lo que en la actualidad se estudian alternativas con el objetivo de disponer de un conjunto de sustitutos químicos, mezclas de gases inertes o técnicas alternativas que eviten el daño al medio ambiente, pero conservando sus propiedades de extinción. Resultado de estos estudios son los agentes extintores sustitutivos del Halón, también denominados agentes limpios, ya que no dejan rastro después de utilizarlos y no son conductores de la electricidad. Dentro de estos nuevos sistemas se pueden distinguir dos clases:

**Los agentes inertes**, suelen ser mezcla de gases constitutivos del aire tales como Nitrógeno, Argón y/o Dióxido de Carbono. Lo que se pretende conseguir con esta clase de gases, al utilizarlos como agentes extintores, es disminuir la concentración del oxígeno del aire del lugar donde se ha producido el fuego a una proporción inferior al 12% con objeto de extinguir el mismo por sofocación.

**Los agentes halogenados**, este tipo de gas al entrar en contacto con el fuego se descomponen en radicales o iones, los cuales reaccionan con los procedentes del combustible. Dichas reacciones químicas son endotérmicas, de forma que evitan que se produzca la reacción en cadena, con lo que se consigue la extinción del fuego por inhibición.



#### 2.2.4.- Espuma (Foam).

La espuma es el agente extintor más adecuado para la extinción de fuegos en los que intervienen líquidos inflamables. Este tipo de sistema actúa formando una película de espuma sobre la superficie del líquido evitando la evaporación del combustible. Una vez sofocado el fuego se deja actuar el manto de espuma para que la zona se enfríe por debajo de la temperatura de ignición del líquido.

Existen dos tipos de espuma usados comúnmente en construcción naval, las que tienen base detergente proteica y la sintética. Sea cual sea el tipo de espuma utilizada ambos tipos hay que mezclarlos con agua en proporciones determinadas; normalmente las concentraciones más usuales son del 3% o del 6%. Toda espuma destinada al uso naval ha de tener la propiedad de ser compatible con el agua salada.

La acción extintora de estas espumas tiene esencialmente un triple efecto:

- Absorber el calor del combustible.
- Separar el combustible y el comburente.
- Evitar el desprendimiento de vapores inflamables del combustible.

Las principales características que han de tener este tipo de espumas destinadas a la extinción de incendios se enumeran a continuación:

- Baja viscosidad, permitiendo un buen flujo sobre las superficies del combustible.
- Coherencia entre sus burbujas.
- Buena adherencia a la superficie.
- Resistencia a los componentes químicos de los combustibles.
- Resistencia al calor, no desprendiéndose con el mismo.
- Buena estabilidad, dando protección prolongada para impedir el desprendimiento de vapores del combustible.

Respecto a la compatibilidad con los diferentes tipos de fuego, la espuma es eficaz para sofocar incendios de Clase A y B, no siendo eficaz en los de Clase C y sería contradictorio su uso en los de Clase D.

A continuación se citan algunos de los tipos más importantes de espumas que se pueden encontrar en el mercado actualmente.

##### 2.2.4.1.- Espuma con proteínas (Protein Foam).

Este tipo de espuma está elaborada con residuos de animales tales como sangre, pezuñas, cuernos, etc. con la adición de estabilizadores. Tienen un característico color crema y un olor algo desagradable. La concentración más usual es del 3% por un 97% de agua. Este tipo de espuma es relativamente concentrada y espesa y tiene un drenaje lento, no tolera la mezcla de combustible y son resistentes al calor. Otra característica es la alta densidad,



recubrimiento la superficie del líquido combustible y evitando la emanación de vapores inflamable.

Se aplica con lanzas haciéndola chocar con mamparos o paredes para producir turbulencias y crearse la espuma, al contener un mayor porcentaje de oxígeno en la mezcla; precisamente por este motivo no se debe lanzar directamente sobre el fuego.

#### 2.2.4.2.- Espuma con fluoproteína (Fluoroprotein Foam (FP)).

En este caso se habla de un tipo de espuma compuesta de proteínas con la adición de fluocarbón sintético. Este aditivo tiene como misión prevenir que el combustible se adhiera a las pompas de espuma cuando estas son sumergidas en un líquido inflamable, además reduce la transferencia de aire a través de la manta de espuma. Las fluoproteínas son menos densas que las proteínas, por ello este tipo de espuma tolera la mezcla de combustibles y son resistentes al calor.

Las espumas con fluoproteína presentan la ventaja de ser más fluidas que las proteínas y de tener un menor grado de contaminación, así como la posibilidad de hacerlas incidir directamente en el centro del fuego.

#### 2.2.4.3.- Espuma con detergentes sintéticos (Synthetic Detergent Foam).

La composición y producción de este tipo de espumas es muy similar a la que tienen los productos de lavado de uso común. Normalmente tienen un porcentaje del 5% de concentración frente a un 95% de agua. Esta espuma es menos densa y de mayor facilidad de drenaje que las espumas de tipo proteico, por el contrario no tolera la mezcla con combustibles.

El espumógeno más conocido es el AFFF (Aqueous Film Forming Foam), forma una película acuosa entre la espuma y el combustible, aislándolo del combustible. Las espumas fluorosintéticas AFFF, se usan en fuegos de gasolina y aceite, donde no exista una gran cantidad de metal caliente, o en caso de aterrizajes de emergencia de aviones, donde se debe aplicar en pocos minutos.

#### 2.2.4.4.- Espuma resistente al alcohol (Alcohol Resistant Foam).

Todos los tipos de espumas mencionados anteriormente cumplen su función perfectamente cuando se utilizan para sofocar fuegos en los que aparecen hidrocarburos, pero no son apropiadas para aquella clase de fuegos compuestos por algunos líquidos concretos como algunos tipos de alcoholes los cuales absorben agua de la espuma y por tanto rompen con la pared de espuma. Por esta razón se hace necesario el uso de este tipo de espumas. Hay que mencionar que su efecto no es tan inmediato ni tan efectivo que el del resto de las espumas con lo que por regla general hay que añadir una cantidad superior de la misma para que sea eficiente.



#### APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas

##### 2.2.4.5.- Espuma con formación de película acuosa (Aqueous Film Forming Foam (AFFF)).

En este caso hablamos de una espuma formada por un detergente sintético al cual se le ha añadido un sulfato de fluorocarbonato sintético. El porcentaje en este tipo de espuma será de entre un 3% y un 5% de concentrado frente a un 95% a un 97% de agua. Es una espuma muy ligera y fluida, la cual tolera varios tipos de mezclas de combustibles siendo su drenaje más rápido que el del tipo fluoroproteínico. Cuando se utiliza este tipo de espuma, una vez que esta drena se forma una película acuosa sobre la superficie del fuego de hidrocarburos que evita la reignición del fuego.

##### 2.2.4.6.-Principales cualidades de las espumas más usuales.

Para poder determinar qué tipo de espuma es la más indicada para cada tipo de fuego hay que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Velocidad de extinción.
- Reinicio del fuego y resistencia del mismo.
- Tolerancia del combustible.

La **tabla 4** que se incluye a continuación, resume los tipos de espumas más usuales y sus principales cualidades.

**Tabla 4.** Tipos de espumas y cualidades de las mismas.

	Proteína	Detergente Sintético	Fluoroproteína	AFFF	FFFP
<b>Velocidad de Extinción</b>	M	B	B	E	E
<b>Resistencia a la Reignición</b>	B	M	B	S	B
<b>Tolerancia al combustible</b>	M	M	B	S	E

**Fuente:** Elaboración propia.

(M = malo; S = suficiente; B = bueno; E = excelente)



#### **4.- Justificación de la elección del agua salada como agente extintor.**

En este punto se argumentan las razones por las cuales, se ha escogido el agua salada como agente extintor para el espacio de bodegas del buque, después de haber realizado un análisis comparativo, entre las diferentes opciones que presentan los organismos reguladores; realizando un estudio previo de los materiales combustibles, tipos de fuego, así como de los diferentes agentes extintores para cada situación.

El bulkcarrier objeto del presente proyecto, está diseñado para el transporte de mercancías a granel tales como: cereales, carbón o mineral. Este tipo de mercancías, en el campo de la protección contraincendios, se considera combustibles sólidos, los cuales producen brasas al ser quemados, por lo cual se enmarcan dentro de los materiales causantes de los incendios denominados de Clase A.

A continuación se enumeran una serie de razones, por las cuales se ha considerado el agua salada, como agente extintor encargado de la supresión de incendios en la zona de carga del buque.

Como se ha mencionado anteriormente, los incendios que pueden producir las mercancías que va a transportar este buque, son de clase A. Para sofocar este tipo de incendios el agua es la mejor opción, ya que otros métodos de exclusión de oxígeno como la inundación de CO<sub>2</sub> o capas de espuma, no proporcionan el efecto de enfriamiento necesario para la extinción total.

Una de las razones más obvias, es que el agua es el agente extintor natural en el mar, por esa razón el Código Marítimo Internacional (IMO), recomienda su uso para la mayoría de los incendios que se produzcan a bordo, siempre que esta se muestre eficaz para sofocarlos.

El SOLAS, en el capítulo CAPÍTULO II-2, Regla 10, expresa lo siguiente, " *se instalarán sistemas fijos de extinción de incendios teniendo debidamente en cuenta el potencial de propagación del incendio en los espacios protegidos*". Siguiendo esta recomendación, el agua se muestra eficaz para suprimir los incendios causados por las mercancías que se van a transportar en este buque.

Ventajas del agua como agente extintor:

- Económica.
- Ecológica.
- Abundante.
- Eficaz.
- Inerte.
- Posee un alto calor específico que le confiere una importante capacidad de absorción de calorías.



#### **4.- Sistema general de contraincendios.**

##### **4.1.- Constitución del sistema.**

El sistema fijo del sistema fijo contraincendios está constituido básicamente por los siguientes elementos:

- Bomba(s) Principal(es) de contraincendios.
- Bomba de Emergencia de contraincendios.
- Red de tuberías.
- Bocas contraincendios.

A continuación se definen cada uno de los elementos:

##### **4.2.- Bomba de contraincendios.**

Dentro de las bombas de contraincendios vamos a encontrar dos tipos de bombas: Bomba principal de contraincendios y bomba de emergencia de contraincendios.

##### **4.3.- Bomba Principal de contraincendios.**

La mayor parte de las bombas de contraincendios son de tipo centrífugo. La capacidad total de las bombas contraincendios en los buques de carga debe ser de dos tercios de la cantidad requerida para las bombas de sentinas. En buques de carga la capacidad total no excederá de 180 m<sup>3</sup>/h. La **figura 32** que se adjunta a continuación muestra la bomba que se ha escogido para este buque, los criterios de selección se detallarán a continuación.

**Figura 32.** Bomba principal de contraincendios.



**Fuente:** Catálogo del fabricante, en este caso "GARBARINO".



APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas

La capacidad mínima y el número de bombas contraincendios se calcularán según la **tabla 5** que se muestra a continuación:

**Tabla 5.** Número y capacidad de las bombas contraincendios.

Buques de Pasaje		Buques de Carga		
≥ 4000 GT	< 4000 GT	≥500 GT	<500 GT	
<b>Número de bombas contraincendios</b>				
3	2		2	1
<b>Capacidad mínima (m<sup>3</sup>/h) de una bomba contraincendios</b>				
<sup>2</sup> 5,1 x 10 <sup>-3</sup> x d <sub>H</sub> <sup>2</sup>	3,8 x 10 <sup>-3</sup> x d <sub>H</sub> <sup>2</sup>	<sup>2</sup> 7,65 x 10 <sup>-3</sup> x d <sub>H</sub> <sup>2</sup>	5,75 x 10 <sup>-3</sup> x d <sub>H</sub> <sup>2</sup>	3,8 x 10 <sup>-3</sup> x d <sub>H</sub> <sup>2</sup>
<sup>1</sup> d <sub>H</sub> (mm) diámetro teórico de sentina principal (ver Sección 11, N, formula 4) <sup>2</sup> Aplicable para buques de pasaje con un criterio de número de 30 o más, conforme con el convenio SOLAS 1974 consolidado, Capítulo II-1, Parte B, Regla 6.				

**Fuente:** Germanischer Lloyd. Parte 1, Capítulo2, Sección12.

Cuando haya bombas de contraincendios de diferentes capacidades, ninguna de ellas suministrará menos del 80% de la capacidad total requerida dividido por el número específico de bombas contraincendios.

Cada bomba contraincendios debe de ser capaz de suministrar suficiente agua para al menos dos boquillas de descarga de a bordo.

Bombas de sanitarios (para aquellos servicios de agua salada), sentinas, lastre y bombas de servicios generales pueden ser utilizadas para este propósito, teniendo en cuenta que no son para trasiego de combustible.

Se instalarán boquillas que dominen las sentinas, los techos de los tanques y otras zonas en que haya riesgo de que se derrame combustible líquido, así como otros puntos de los espacios de máquinas en que existan peligros concretos de incendio.

El sistema podrá dividirse en secciones cuyas válvulas de distribución se puedan manejar desde puntos de fácil acceso situados fuera de los espacios protegidos, de modo que no esté expuesto a quedar aislado por un incendio declarado en el espacio protegido.

La bomba y sus mandos estarán instalados fuera del espacio o los espacios protegidos. No debe existir la posibilidad de que en el espacio o los espacios protegidos por el sistema de aspersión de agua, dicho sistema quede inutilizado por un incendio.





#### APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas

El sistema se mantendrá cargado a la presión correcta y la bomba de suministro de agua comenzará a funcionar automáticamente cuando se produzca un descenso de presión en el sistema.

#### 4.4.- Bomba de Emergencia contraincendios.

Las bombas emergencia de contraincendios, tienen que ser capaces de dar suministro suficiente a todas las partes del buque, a través de dos hidrantes de forma simultánea y a la presión indicada en la siguiente tabla y también poseer una capacidad no menor del 40% de la capacidad total que requieren las bombas principales contraincendios, pero en ningún caso el caudal será menor de 25 m<sup>3</sup>/h en el caso de buques de pasaje de menos de 1000 GT y en el caso de buques de carga de 2000 GT o superior, y en ningún caso menos de 15 m<sup>3</sup>/h para buques de carga de menos de 2000 GT.

La **tabla 6** proporciona información sobre la presión de las boquillas contraincendios según el tipo de buque y las TPM.

**Tabla 6.** Presión de boquillas sistemas de contraincendios.

TIPO DE BUQUE	TPM	PRESIÓN EN BOQUILLAS (N/mm <sup>2</sup> )
Buque de carga	< 6000	0,25
	≥ 6000	0,27
Buque de pasajeros	< 4000	0,30
	≥ 4000	0,40

**Fuente:** Germanischer Lloyd. Parte 1, Capítulo2, Sección12.

Tanto si es accionada de forma eléctrica o por motor diesel, la bomba de contraincendios de emergencia deberá estar situada en un lugar donde no le afecte el humo ni el fuego que se pudiera producir en la zona donde está situada la bomba de contraincendios principal.

En el caso de que estas vengan impulsadas por motor diesel tienen que estar provistas de un sistema de arranque manual que funcione correctamente a temperatura de 0° C. Si es necesario se instalarán sistemas de calentamiento. En el caso de que sean baterías el único sistema de arranque se dispondrán de dos juegos de las mismas que sean capaces de producir seis arrancadas dentro de un periodo de tiempo de 30 minutos y de al menos dos arrancadas en los 10 primeros minutos. Uno de los juegos de baterías debe de estar en permanente carga suave y un arrancador de batería manual siempre dispuesto.

El aire que hay dentro del cuarto donde están las bombas tiene que ser calculado para disminuir la posibilidad de que falle el motor debido a la entrada de humo o agua. En el caso del motor eléctrico la fuente de alimentación será el generador de emergencia. Los cables eléctricos que van desde el generador a la bomba de contraincendios de emergencia nunca pasarán por el mismo espacio donde está colocada la bomba de contraincendios principal.



La bomba de contraincendios de emergencia preferentemente no succionará agua del mar del mismo espacio de donde lo hace la bomba de contraincendios principal. Cuando la bomba está localizada en una zona alta, y la succión del mar se requiere que este dentro del cuarto de máquinas entonces la válvula de entrada de agua del mar debe de estar en una posición abierta todo el tiempo y ser controlada por un sistema hidráulico o bien un eje que en el caso de fallo eléctrico permanezca la válvula abierta. Cualquier tubo de succión colocado en la cámara de máquinas debe de estar protegido con un forro de acero u otro metal pesado que lo cubre. La localización del punto de succión debe de ser de forma que bajo ninguna situación o condición de mar quede fuera de este para garantizar un correcto funcionamiento de este sistema.

El espacio que contiene la bomba de contraincendios es considerado una “estación de control”. Todos los equipos eléctricos y de suministro de agua requeridos para la operación de la bomba de emergencia de contraincendios deben ser independientes de la zona a la que están instalados los de la bomba principal de contraincendios.

El acceso directo entre la cámara de máquinas y el compartimento en el que se aloja la bomba de contraincendios de emergencia, en reglas generales, no debe de ser permitido, pero en el caso de que no haya otra solución y sea necesario este acceso se colocaran dos puertas de seguridad y un sistema de seguridad de paso de aire, o utilizando una puerta estanca al agua con un sistema remoto de maniobrabilidad desde un punto que no tenga relación directa con la cámara de máquinas ni con la sala de bomba de contraincendios de emergencia. En este último caso se dispondrá de un segundo acceso a la sala de la bomba de emergencia de contraincendios.

El suministro de combustible para la operación de la bomba de contraincendios de emergencia deberá de ser el suficiente para mantener a esta en funcionamiento a carga nominal durante al menos 18 horas.

El tanque de combustible para el suministro de las bombas de contraincendios de emergencia deberá de contener suficiente cantidad de combustible como para asegurar el funcionamiento de la misma al menos durante 6 horas sin volver a rellenar el mismo. Este número de horas puede ser reducido a 3 en el caso de buques de menos de 5000 GT.

#### **4.5.- Red de tuberías.**

Los materiales que pierdan efectividad con las altas temperaturas no deben de ser usados para los conductos principales y los hidrantes. Las tuberías de acero deben de ser galvanizadas tanto por el interior como por el exterior. Las piezas de tubería de hierro no son aceptables. Las válvulas de mariposa y las válvulas de diafragma con asiento suave no son aceptables para fines aislantes al menos que hayan superado una prueba de contraincendios. Tanto las tuberías como los hidrantes estarán colocados de forma que la conexión de las mangueras a los mismos sea sencilla.



#### APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas

---

Los sistemas contraincendios estarán provistos de válvulas de alivio en el caso de que las bombas contraincendios pudieran evitar una presión superior a la de diseño del sistema. A menos que cada uno de los hidrantes se les asigne una manguera y una boquilla concreta, todos ellos deben de ser completamente intercambiables, tanto mangueras como boquillas.

Las válvulas de aislamiento independizan las tuberías correspondientes a los espacios de máquinas que incluyen la bomba principal de contraincendios o bombas del resto de las tuberías de contraincendios. Estas válvulas deben de tener su localización en un lugar exterior a la cámara de máquinas en una posición de acceso fácil y visible. Los conductos de contraincendios deben de estar dispuestos de forma que cuando las válvulas de aislamiento de la cámara de máquinas están cerradas todos los hidrantes en el buque puedan estar suministrados de agua desde tuberías que no tienen recirculación para la cámara de máquinas.

Los conductos de contraincendios deben de estar disponibles para fines de contraincendios en cualquier momento y la conexión a otros servicios no está normalmente permitida. Es permisible sin embargo colocar ramificaciones para una demanda pequeña de agua; por ejemplo para la parte alta de los tanques de agua de lastre en buques de carga de materiales con bajo nivel de peligrosidad pueden que sean llenados con una manguera flexible conectada a los conductos de contraincendios. Una vez utilizada la manguera para este propósito será inmediatamente retirada.

#### 4.6.- Diseño de tuberías de contraincendios.

Las formulas siguientes deben ser utilizadas como guía para el dimensionamiento de las tuberías contraincendios.

- $d_{ci} = 0,8 dh$ .
- $d_{ci}$  = Diámetro interior de la tubería de contraincendios.
- $dh$  = Diámetro teórico de la tubería principal de sentina.
- $d_{ci}$  mínimo = 50 mm.

En los buques de carga el diámetro máximo ( $d_{ci}$  máx.) nunca será superior a 130 mm.

Toda la instalación de tuberías de contraincendios será diseñada para soportar la presión máxima permisible de trabajo de la bomba de contraincendios que será de al menos 10 bares.



#### APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas

##### 4.7.- Bocas contraincendios.

Las boquillas podrán ser de 12mm, 16mm y nunca superior a los 19mm, siempre dispondrán de reguladores de 2 posiciones y estarán equipadas con un sistema de corte.

Estas serán fabricadas de latón, aluminio y aleaciones de cobre, o un tipo de plástico adecuado para cumplir su función.

Se dispondrán conexiones internacionales a ambos lados del buque para su conexión desde la cubierta principal al muelle.

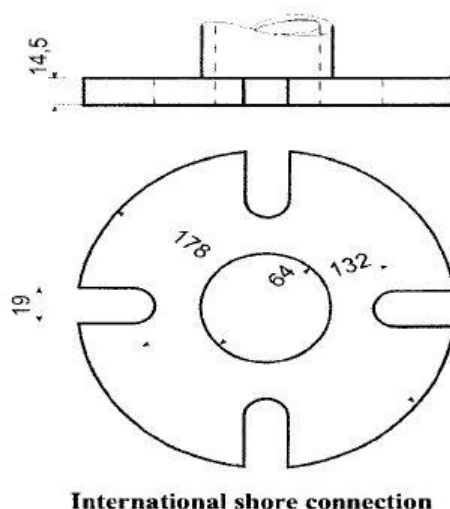
En las cámaras de máquinas y en zonas exteriores, el tamaño de las boquillas serán de tal dimensión que se consiga la máxima descarga posible desde 2 boquillas a la presión estipulada desde la bomba de contraincendios más pequeña. Pero nunca se utilizará una boquilla con un diámetro superior a 19mm, ya que un diámetro mayor entorpecería la maniobrabilidad de las mismas.

##### 4.8.- Conexiones Internacionales a Tierra.

Todos los buques de 500 GT o superiores deberán de estar provistos con al menos una conexión a través de la cual el agua sea conducida desde tierra al interior del buque. La conexión es estándar y deberá de ser dispuesta en ambos lados del buque.

La conexión internacional a tierra será de acero u otro material equivalente y estará proyectada para una presión de  $1 \text{ N/mm}^2$ . La brida será plana por un lado y en el otro llevará permanentemente unido un acoplamiento que se adapte a las bocas contraincendios y las mangueras del buque tal y como se muestra en la **figura 33**. La conexión se guardará a bordo con una junta de cualquier material adecuado para una presión de  $1 \text{ N/mm}^2$ , y con cuatro pernos de 16 mm de diámetro y 50 mm de longitud, cuatro tuercas de 16 mm y ocho arandelas.

**Figura 33.** Conexión internacional a tierra



**Fuente:** Germanischer Lloyd. Parte 1, Capítulo2, Sección12.



*APARTADO 4: Contraincendios en zona de carga y bodegas*

---

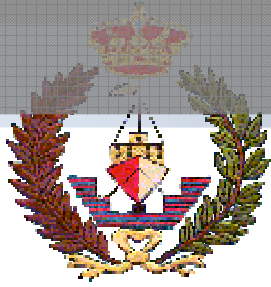
En buques para los cuales una bomba de emergencia de contraincendios es específica o en los cuales las bombas de contraincendios están instaladas en compartimento separados, debe de ser posible, mediante una válvula de paro, aislar la sección de las tuberías de contraincendios de la cámara de máquinas de categoría A donde las bombas principales de contraincendios están localizadas, del resto de las tuberías de contraincendios. Estas válvulas de corte deberán estar colocadas en una posición accesible fuera de la cámara de máquinas de categoría A.

Con las válvulas de corte cerradas, debe de ser posible dar suministro a todos los hidrantes colocados fuera de la cámara de máquinas, desde una bomba que no esté localizada en este sector. Las tuberías de la cámara de máquinas normalmente no se utilizan para este propósito. Sin embargo, en casos excepcionales pequeñas secciones de tubos pueden que se alojen en las zonas de maquinarias haciendo que la integridad de estos sea mantenidas mediante el aislamiento de los tubos mediante un armazón de acero.

Otra alternativa en estos casos es colocar tubos con una pared gruesa, nunca menor a 11 mm, y con un factor de aislamiento correspondiente al A-60 Standard.

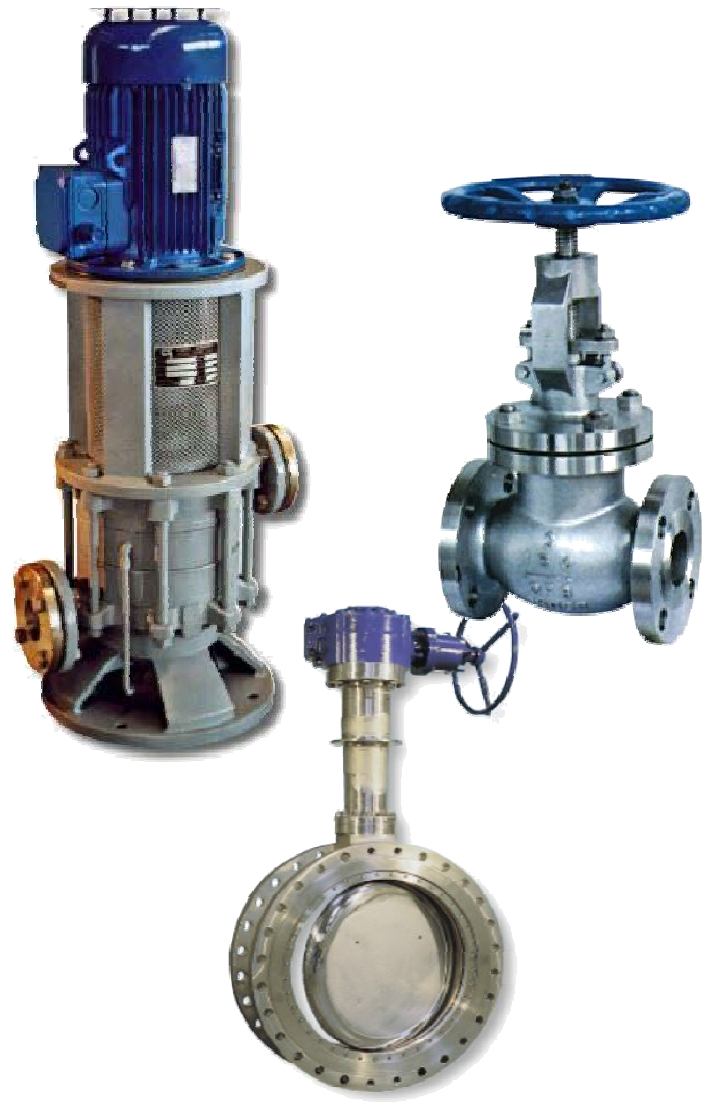
Todas las tuberías de contraincendios estarán provistas de válvulas de drenaje.

En los tanques, las tuberías de contraincendios deberán de ir acompañadas de válvulas de aislamiento colocadas en una posición protegida y a intervalos no superiores a 40 metros.



# CAPÍTULO 4

## MEMORIA JUSTIFICATIVA



# APARTADO 5

## DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACIÓN





### 1.- Válvula de compuerta.

Este tipo de válvulas proporcionan un cierre ajustado y fiable hasta las más altas presiones y temperaturas en los sistemas a bordo, siendo especialmente adecuadas para servicios como válvulas de costado en sistemas conectados a agua de mar.

Son compactas, excepto por la carcasa, que se separa mucho de la línea centro. El sistema vástago fijo es significativamente más compacto y ayuda en problemas de disposición. El asiento y los discos son metálicos.

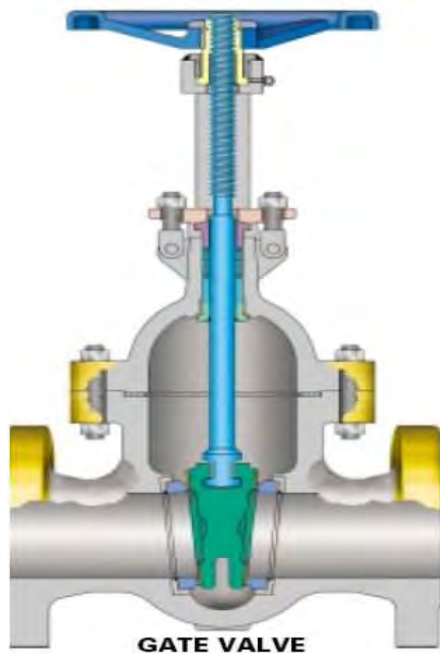
Tiene un par de operación relativamente bajo y la menor pérdida de carga de cualquier tipo de válvula a excepción de las de bola.

No son adecuadas para regulación porque tienen una relación irregular entre la posición del disco y el área de flujo, el asiento y el disco y ello causa excesiva turbulencia en las paredes de tubo próximas, aguas abajo de la válvula.

La **figura 34** muestra una sección de este tipo de válvula, así como un ejemplo del aspecto exterior de la misma.

**Figura 34.** a) Sección válvula de compuerta. b) Ejemplo de válvula de compuerta.

a)



b)



**Fuente:** [www.comeval.es](http://www.comeval.es)





## 2.- Válvula de bola.

Estas válvulas tienen un mecanismo de actuación y longitud del cuerpo relativamente cortos, y proporcionan una instalación más compacta que las válvulas de globo o compuerta.

Están disponibles en configuraciones de portas completamente abiertas o de apertura reducida. El tipo de apertura completa proporciona un flujo sin obstrucciones con baja pérdida de carga.

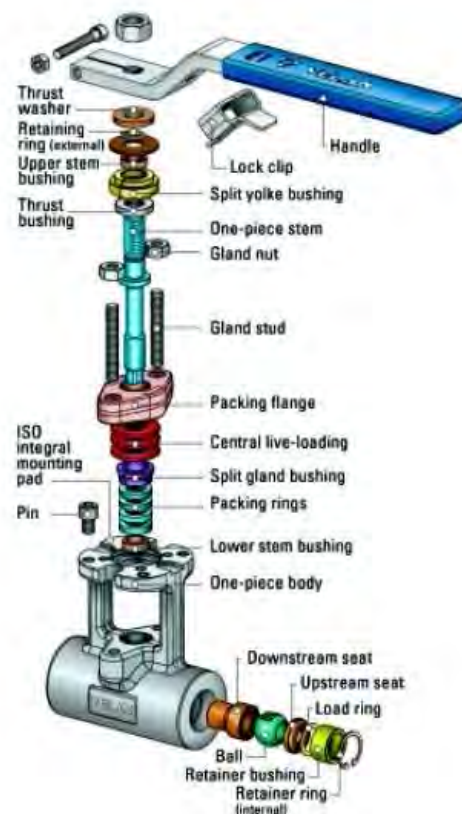
Las válvulas de bola efectúan el movimiento de abiertas a cerradas con el giro de una palanca, lo que las hace especialmente adecuadas cuando se requiere una actuación rápida o remota.

La configuración más común consiste en sellos con asiento de elastómero a la entrada y la salida lo cual limita el rango satisfactorio de temperatura de servicio, aunque también se utilizan asientos de metal para temperaturas altas.

Las válvulas de bola no se usan para regulación.

En la **figura 35** se puede observar un despiece detallado de una válvula de este tipo.

**Figura 35.** Despiece válvula de bola.



**Fuente:** [www.comeval.es](http://www.comeval.es)



### 3.- Válvula de mariposa.

Son las más compactas de todas las válvulas de cierre; tienen unas pérdidas de carga relativamente bajas, y permiten una operación de apertura o cierre de un cuarto de vuelta, como las de bola.

Las válvulas de mariposa que se usan para aplicaciones que requieren un cierre o regulación muy ajustados, llamadas altas prestaciones, han de tener material de asiento, diseño del sello, geometría del disco y soporte del mismo adecuados para el servicio a que se destinan. Las válvulas de mariposa pueden ser de asiento metálico o no metálico. Las que se usan para regulación deben tener asiento metálico cuando la pérdida de carga exceda  $0,7 \text{ Kg/cm}^2$  o cuando la apertura del disco al regular sea menos de  $20^\circ$ .

Las válvulas de mariposa instaladas en este sistema están fabricadas con los materiales que se describen a continuación:

- Cuerpo: Hierro fundido nodular.
- Eje: Acero inoxidable.
- Mariposa: Bronce
- Anillo/Arandela: Elastómero resistente a los fluidos, la presión y la temperatura del sistema.

Existen válvulas de mariposa mecánicas y eléctricas, cada una de ellas con un tipo de actuador, en el primer caso la válvula es accionada mecánicamente (**figura36**) y el otro caso la acción de abertura y cierre se efectúa de forma eléctrica.

**Figura 36.** Válvula de mariposa mecánica/manual.



**Fuente:** [www.comeval.es](http://www.comeval.es)



#### 4.- Válvula de no retorno.

Las válvulas de no retorno deben instalarse dónde es posible que se produzca un flujo inverso que no se desea. Los dos tipos más comunes son:

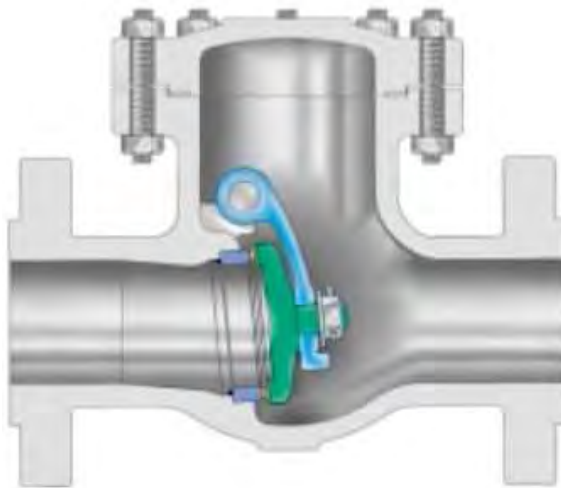
- “de mal tiempo” clapeta, charnela o (swing-check).
- “de globo”, con obturador de movimiento vertical (lift-check).

Esta última puede tener también un volante para cerrar la válvula impidiendo el flujo en ambos sentidos; esta válvula se denomina de cierre y retención (o no retorno).

Cuando se necesita al mismo tiempo cierre y retención, como sucede en la descarga de una bomba, se puede instalar una válvula de cierre y retención. A veces el diseño del sistema requiere válvulas especiales de retención montadas en horizontal deben orientarse en sentido proa popa, y las montadas verticalmente, deben instalarse de forma que la gravedad favorezca el cierre de la válvula.

En la **figura 37** se representa la sección de una válvula de no retorno en la que se pueden apreciar los distintos elementos que la conforman.

**Figura 37.** Sección de una válvula de no retorno.



**Fuente:** [www.comeval.es](http://www.comeval.es)



## **5.- Tomas de mar.**

Las tomas de mar están construidas por planchas del mismo material del casco y soldadas a este. En el doble fondo, una caja de mar está formada por un tronco que se extiende entre las planchas del casco y las del forro interior. El diseño tiene que proporcionar refuerzo estructural adecuado al tamaño, forma y situación de las aberturas en el casco.

Las tomas de mar deben estar fuera de las quillas de balance y otras proyecciones del casco y no deben interferir con los picaderos de dique. También deben estar situadas de forma que no reciban fluidos de las descargas al costado.

Deben localizarse de forma que eviten pérdidas altas en la entrada y presiones negativas inducidas por el fluido a lo largo del casco con el buque en marcha. Estos efectos son perjudiciales para las prestaciones de las bombas y son de especial significación en buques de alta velocidad y en localizaciones próximas a los apéndices del casco o donde haya separación de flujo a lo largo del casco. Hay que evitar también que emerjan en balances, cabeceos o condición de buque en rosca, o que permitan entrada de aire arrastrado a lo largo de la superficie sumergida del casco. Si no se puede evitar una entrada de aire la toma de mar debe incorporar un respiro en el punto más alto, ventilado sobre la línea de carga más profunda.

Las tomas de mar que se usen en aguas poco profundas deben localizarse de forma que evite la toma de suciedad del fondo marino. Si no es posible encontrar una posición que evite al mismo tiempo la toma de aire y de suciedad de fondo, se deben instalar una toma alta y una baja.

Cada toma de mar tendrá un filtro hecho de barras o plancha perforada, instalado enrasado con el costado. El área libre a través de la plancha de filtrado será de 1,5 ó 2 veces el área total de toda la tubería de aspiración conectada a la toma. Donde sea practicable, las aberturas del filtro no deben ser mayores que el paso más pequeño en los sistemas conectados. Donde no sea posible, se requerirá un filtro separado en el sistema de tubería.

Las tomas de mar deberán tener medios de eliminar la suciedad del filtro. Se utilizará vapor cuando esté disponible; si no, se puede usar aire comprimido como sustitutivo. La conexión de soplado debe instalarse más allá de la válvula de fondo dispuesta de forma que el chorro de vapor o aire se dirija a la rejilla tan directamente como sea posible.

Las descargas al costado consisten en tubos fijos directamente a la plancha del casco. Deben situarse de forma que no produzcan líneas de corriente a las tomas de mar, correderas y transductores de sonda. Si se instalan sobre la línea de flotación. No deben situarse en zona de botes o escalas reales.

Hay que instalar una válvula de costado en cada tubería conectada a una aspiración o una descarga al mar. Donde se conecte más de una bomba a cada descarga o toma de mar, hay que instalar una válvula en cada ramal para permitir el aislamiento de cada bomba.



---

**APARTADO 5: Descripción de los componentes principales de la instalación**

---

Cuando la bomba esté situada en un compartimento distinto al de la toma o descarga hay que instalar una válvula adicional en el compartimento de la bomba. Las válvulas de mar deben estar instaladas lo más cerca posible de la toma o de la plancha de costado y cualquier unión intermedia debe ser soldada.

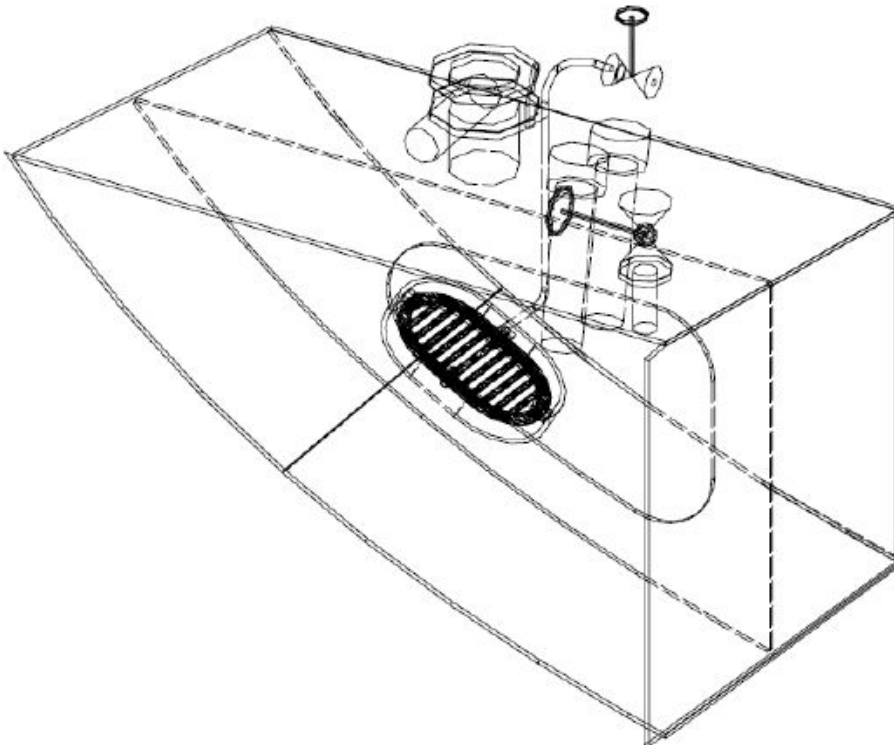
Las válvulas de costado pueden ser de compuerta, ángulo o mariposa; son preferibles las de compuerta. Las válvulas de mar del tipo compuerta tendrán vástagos de una pieza sujetos al disco obturador con pasadores. Las válvulas de costado en espacios que no sean normalmente ocupados deben tener control remoto desde la cubierta por encima.

Deben usarse materiales dúctiles como el acero, bronce, hierro fundido nodular para las conexiones al costado bajo la cubierta de francobordo; el acero es el material más comúnmente usado. No se permitirá el uso de acero maleable o hierro fundido.

El número de tomas de mar y descargas debe ser el mínimo consistente con la operación adecuada de los sistemas conectados. Al menos deben instalarse dos tomas de mar para el sistema de refrigeración principal, refrigeración del generador u otros sistemas vitales, para asegurar un suministro continuo en caso de que una de ellas se obstruya. Deben estar tan separadas como sea posible.

En la **figura 38** se muestra la disposición típica de una toma de mar así como los distintos filtros y válvulas que se suelen instalar en estos sistemas.

**Figura 38.** Configuración típica de una toma de mar.



---

**Fuente:** Libro de apuntes de la asignatura Sistemas Auxiliares del Buque.

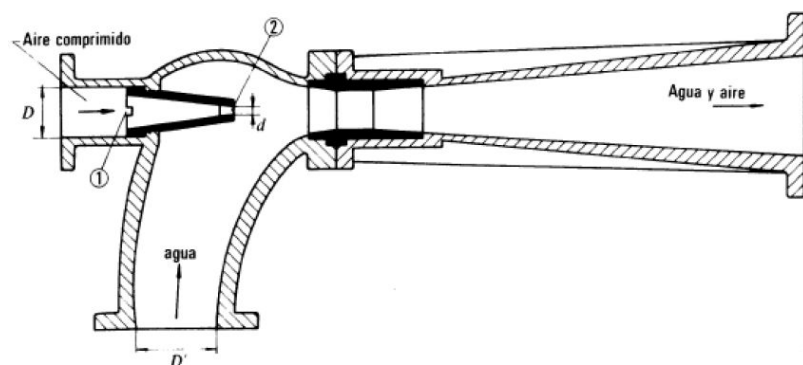


## 6.- Eyector de lastre.

La principal característica de los eyectores es que no tienen partes móviles ni están accionados mecánicamente como las bombas y los compresores para realizar el trasiego de los fluidos. En su lugar la acción del bombeo es generada mediante un fluido presurizado, conocido como fluido motor, suministrado por una fuente externa, tal y como se muestra en la **figura 39**.

El eyector acelera (o decelera) una corriente de fluido produciendo una depresión(o compresión). El fluido motor puede ser agua, vapor de agua o aire comprimido. Los eyectores se usan para elevar otro fluido igual o distinto, que se mezcla con el que produce el vacío.

**Figura 39.** Sección de un eyector típico.



**Fuente:** Libro de apuntes de la asignatura Sistemas Auxiliares del Buque.

Para este proyecto se instalarán 2 eyectores de similares características, uno de ellos para realizar la función de agotamiento del agua de lastre, y el otro para el achique del agua de sentinas. Cada uno de estos eyectores es capaz de suministrar un caudal de fluido de  $150\text{m}^3/\text{h}$  a 5 m.c.a en la aspiración y 20 m.c.a en la descarga, alimentados de la línea principal de extinción de incendios.

En la **figura 40** se puede ver el aspecto exterior de un eyector de este tipo.

**Figura 40.** Ejemplo de eyectores comerciales.



**Fuente:** Catálogo del fabricante "SCAM".



## 7.- Bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

Tubería de aspiración: la cual concluye prácticamente en la brida de aspiración.

Impulsor o rodete: formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

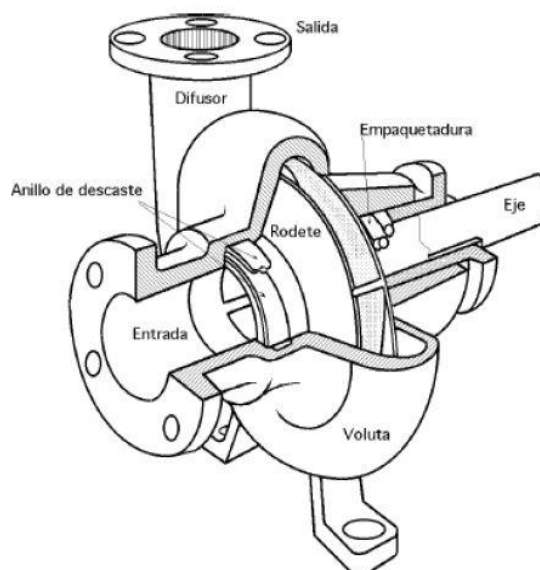
El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección, adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete son los encargados de someter a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido. La carcasa está dispuesta en forma de caracol de forma que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y esta separación se va haciendo mayor hasta que el fluido encuentra la salida.

Tubería de impulsión: Disminuye la velocidad aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

La **figura 41** es una representación esquemática de una bomba centrífuga típica, en la que se pueden observar las partes que la componen.

**Figura 41.** Representación esquemática de una bomba centrífuga.



**Fuente:** Libro de apuntes de la asignatura Sistemas Auxiliares del Buque.





## 7.1.- Características de la bomba de lastre.

Para realizar el lastrado y achique del buque objeto del presente proyecto se han elegido dos bombas centrífugas del fabricante italiano *Pompe Garbarino S.P.A.* la cual es la idónea para este tipo de sistema por las características constructivas y de operación que se describen a continuación. Estas bombas son capaces de cubrir las demandas de caudal y de altura necesarias para el buen funcionamiento del sistema.

El modelo en concreto que se ha escogido es el catalogado con el nombre MU-LDS

### 7.1.1.- Descripción.

Se trata de una bomba centrífuga vertical de una sola etapa. Carcasa en línea con las bridas y con una alta eficiencia, requiere un bajo NPSH y posee un balance axial equilibrado. Es capaz de proporcionar un caudal o velocidad de flujo de hasta 3500 m<sup>3</sup>/h.

### 7.1.2.- Características constructivas.

Las bombas de la serie MU-LDS están diseñadas para ofrecer el mejor rendimiento posible y el nivel más bajo de mantenimiento, el mantenimiento de las partes interiores de la bomba se puede realizar sin retirar ni el motor ni las tuberías, lo cual reduce los tiempos de reparación y supervisión.

### 7.1.3.- Carcasa o voluta.

La carcasa es del tipo de doble voluta para reducir los impactos sobre el impulsor y garantizar la máxima vida útil de los rodamientos y de las juntas mecánicas.

### 7.1.4.- Junta mecánica.

Esta bomba dispone de una junta mecánica de gran calidad para una amplia gama de aplicaciones. Esta junta está diseñada para una fácil instalación y desmontaje. También es posible instalarle una junta suave.

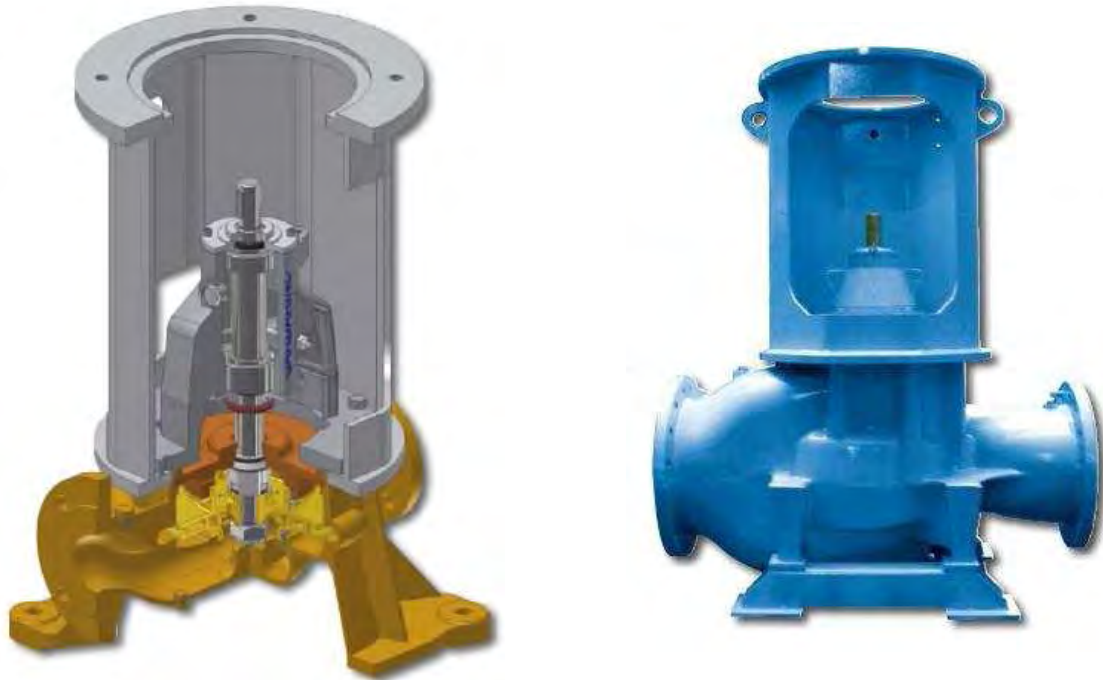
*NOTA: Para más características y especificaciones técnicas, ver catálogo adjunto.*



APARTADO 5: Descripción de los componentes principales de la instalación

La **figura 42** muestra la sección de esta bomba así como una vista de su aspecto exterior.

**Figura 42.** Sección de la bomba y carcasa de la misma.



**Fuente:** Catálogo del fabricante *Pompe Garbarino S.P.A.*



## 7.2.- Características de la bomba general de contraincendios.

La mayor parte de las bombas de contraincendios son de tipo centrífugo. La capacidad total de las bombas contraincendios en los buques de carga debe ser de dos tercios de la cantidad requerida para las bombas de sentinas. En buques de carga la capacidad total no excederá de 180 m<sup>3</sup>/h.

La bomba escogida para este servicio es una bomba centrífuga vertical del fabricante italiano *Pompe Garbarino S.P.A.* la cual es la idónea para este tipo de sistema por las características constructivas y de operación que se describen a continuación. Estas bombas son capaces de cubrir las demandas de caudal y de altura necesarias para el buen funcionamiento del sistema.

El modelo en concreto que se ha escogido es el catalogado con el nombre GV. En la **figura 43** se observa una fotografía de esta bomba en concreto.

**Figura 43.** Bomba principal de contraincendios.



**Fuente:** Catálogo del fabricante *Pompe Garbarino S.P.A.*

**NOTA:** Para más características y especificaciones técnicas, ver catálogo adjunto.



## **8.- Tubería.**

La tubería se dispone de forma clara y ordenada y su recorrido es (dentro de lo posible) el más directo entre la maquinaria y los componentes a los que sirve, la distribución de las mismas se realiza de la forma más simplificada posible, evitando sistemas duplicados, a menos que estos sean requeridos por la Sociedad de Clasificación o que en algún caso concreto en el que sea la única solución de disposición posible para el trazado de la tubería.

La tubería usada en la construcción de los diferentes sistemas del buque se diseña y equipa con la suficiente flexibilidad, de forma que sea capaz de soportar cualquier esfuerzo que puedan sufrir los materiales fruto de la contracción o expansión producidas por variaciones térmicas o cambios en la propia estructura del buque.

En la mayoría de los casos la tubería tiene suficiente flexibilidad natural, gracias a unas longitudes razonables y a la cantidad de curvas. En otras instalaciones donde esto no sea suficiente se incorporan los medios para lograr la flexibilidad necesaria.

Esta flexibilidad tiene que prever:

- Sobreesfuerzos de compresión.
- Tensión o torsión de la tubería.
- Sobrecargas en los soportes.
- Excesivos momentos flectores en las juntas.
- Excesivas cargas en los equipos a que está conectada.

Cada una de estas tuberías se probará de acuerdo a los requerimientos de las sociedades de clasificación.

### **8.1.- Tubería de acero.**

El acero usado para la fabricación de estas tuberías es acero al carbono.

En general a menos que se requiera por la Sociedad de Clasificación, se establecen tuberías de acero (sin costuras) de acuerdo con la norma DIN 1629 hasta un límite de 200mm DN (no incluidos) y un grado de acero St. 37.0. Para el resto de DN la tubería es soldada longitudinalmente según la norma DIN 1626 y el grado de acero similar al anterior.

### **8.2.- Tubería de acero galvanizado.**

Para sistemas como el de lastre, sentinas y contra incendios el material escogido para la fabricación de las tuberías es el acero galvanizado, ya que dicho material proporciona mayor resistencia a la corrosión, característica que se hace indispensable al tratarse de sistemas que trabajan con agua salada.



Hasta diámetros nominales de hasta 200 mm se usa acero galvanizado, y a partir de este diámetro las tuberías son tratadas con pinturas epoxi a fin de alargar la vida de las mismas en la medida de lo posible.

### 8.3.- Tubería de GRP.

El GRP (plástico reforzado con vidrio), es un material compuesto hecho de un plástico reforzado por las fibras finas hechas del cristal. El plástico utilizado para la fabricación de GRP es normalmente poliéster, pero también pueden utilizarse otros plásticos, como de epoxy (GRE).

En este buque el GRP es usado para el achique del agua de lastre, más concretamente para la línea de agotamiento.

En la **figura 44** se puede ver un ejemplo de tuberías de GPR desde distintos puntos de vista, en la cual se pueden apreciar claramente la fibras de vidrio que conforman este tipo de tubería las cuales sirven para reforzar el plástico de la que están fabricadas.

**Figura 44.** Tubería de GPR.



**Fuente:** [www.supplierlist.com](http://www.supplierlist.com).



## 9.- Curvas.

Como norma general para la planificación del trazado de tubería siempre que sea posible se optará tubería curvada en vez de usar curvas prefabricadas. En el caso de las tuberías de GRP todos los cambios de dirección se realizarán mediante curvas prefabricadas, ya que es la única solución posible.

Las tuberías de acero por debajo de 38,10 mm se han adecuado con curvas de radio comerciales.

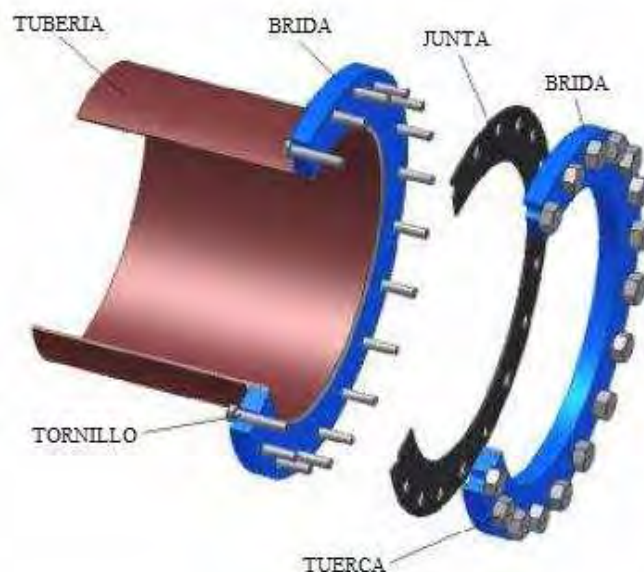
Para las tuberías entre 38,10 mm y 152,4 mm se realizarán los cambios de dirección mediante maquinas de curvado.

Para las tuberías de 152,4 mm hasta 457,2 mm serán codos prefabricados, los encargados de realizar los cambios de dirección.

## 10.- Uniones / Acoplamientos.

La tubería a bordo de los buques está expuesta a constantes vibraciones y flexiones; por ello se requieren uniones de gran seguridad. Muchos tipos de uniones no tienen la resistencia y durabilidad requeridas para operar en el medio marino por un periodo largo sin pérdidas. Algunas uniones adecuadas son: bridas empernadas, soldadura a tope, a solape, conexiones reforzadas, uniones roscadas, uniones de precisión y juntas pegadas (en plásticos y materiales compuestos). La **figura 45** muestra una unión típica por brida en la que se pueden apreciar los distintos componentes que la conforman.

**Figura 45.** Unión de tuberías mediante brida.



**Fuente:** [www.fittexport.com](http://www.fittexport.com).



*APARTADO 5: Descripción de los componentes principales de la instalación*

---

En general los acoplamientos de las tuberías de acero se realizan mediante manguitos soldados y juntas a tope soldadas.

En la línea de agotamiento de lastre y contraincendios, estas uniones se llevan a cabo mediante bridas.

En el caso en el que sea necesario retirar las válvulas u otros equipos para revisiones o sustituciones de los mismos se usan acoplamientos desmontables.

En el caso concreto de las tuberías de GRP los acoplamientos son realizados mediante uniones encastradas con adhesivos epoxy de dos componentes tal y como se observa en la **figura 46**.

**Figura 46.** Unión de tuberías de GPR mediante unión encastrada con adhesivos epoxy.



**Fuente:** [www.supplierlist.com..](http://www.supplierlist.com..)





### **11.- Juntas.**

Las juntas de unión deben localizarse donde estén menos afectadas por las deformaciones de la tubería debidas a efectos térmicos, flexiones del buque u otras causas. Lo que significa que estén, en general, lejos de curvas y accesorios.

Todas las juntas de acoplamientos utilizados para el sistema de tuberías son de al menos 2 mm de espesor.

### **12.- Separador de agua de sentinas.**

La descarga del agua de sentina en los buques mercantes es una operación típica. Sin embargo, el vertido de aceite mineral como una parte del agua de sentina es una operación no permitida, debido a que el aceite contiene compuestos orgánicos y la mayoría de ellos no son biodegradables.

Desde que es considerado peligroso para el medioambiente y la salud la descarga del agua de sentina, los buques tienen un separador de aceite/agua instalado para purificarla antes de verterla. Sin embargo, el rendimiento del separador sólo alcanza normalmente los niveles estándares de limpieza cuando éste se ha limpiado recientemente y está en perfecto estado.

La organización marítima internacional (IMO) estipula un máximo de 15 ppm de aceite en el agua de sentina vertida al mar.

El separador de sentinas que se ha escogido para que cumpla los requisitos anteriormente citados para la realización del presente proyecto es fabricado por la casa alemana *Blohm + Voss Industries GmbH*, concretamente el modelo TURBULO-MPB Bilge Water Separator (TURBUOLO-MPB Separador Agua de Sentina), el cual se muestra en la **figura 47**. Este equipo cumple por supuesto los requisitos de la resolución MEPC.107 (49) de la OMI.



APARTADO 5: Descripción de los componentes principales de la instalación

**Figura 47.** Separador de Sentinas. Modelo TURBULO-MPB.

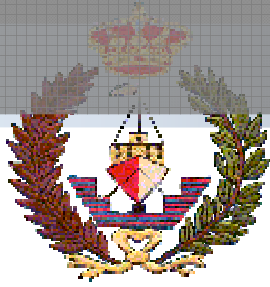


**Fuente:** Catálogo del fabricante *Blohm + Voss Industries GmbH*.

Las principales características que presenta este separador son:

- Contenido de aceite residual en el agua por debajo de 15 PPM (los resultados de la prueba acercan a 1 PPM)
- Dimensiones compactas.
- Pequeño requisito de espacio.
- Instalación simple.
- Mantenimiento fácil.
- Operación completamente automática.

*NOTA: Para más características y especificaciones técnicas, ver catálogo adjunto.*



# CAPÍTULO 5

## CÁLCULOS

$x^2 + y^2 + 2ax + 2by + f = 0$

$(\frac{d^3 y}{dx^3})^4 + 2 \frac{dy}{dx} = \sin x$

$\frac{dy}{dx} - 2xy = x^2 - x$

$\frac{dy}{dx} - \sin y = -x$

$\frac{d^2 y}{dx^2} = \dots$

$a = \pi r^2$

# APARTADO 1

## DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE LASTRE





### 1.-Determinación de la velocidad de fluidos en tuberías.

La experiencia aconseja una velocidad mínima de 0,6 m/s, para evitar que se produzca decantación de partículas sólidas en suspensión, con el consiguiente riesgo de obstrucción. Además pequeñas velocidades conducen a diámetros innecesariamente mayores.

Por el contrario, velocidades excesivas conducen a mayores pérdidas de carga, a golpes de ariete más fuertes, erosiones y ruidos en las tuberías. Lógicamente, mayores diámetros admiten velocidades límite más elevadas.

Para la determinación del valor máximo se ha tomado las recomendaciones para la tubería de acero propuestas por Ludwing, E., "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Vol 1", Gulf Publishing company, así como de la normativa de Navantia.

La velocidad de diseño en las líneas de lastre y agotamiento no excederá los siguientes valores:

Líneas de aspiración: 2,5m/s.

Líneas de descarga: 3m/s.

### 2.- Cálculo de diámetros de tuberías.

Para el cálculo tomaremos la ecuación básica siguiente:

$$S(m^2) = \frac{Q(m^3/h)}{3600 \times V(m/s)}$$

Sustituyendo en función del diámetro interior mínimo.

Tenemos:

$$D (mm) = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S(m^2)}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q(m^3/h)}{\pi \times 3600 \times V (m/s)}}$$

V= Velocidad máxima de fluidos en tuberías.



### 2.1.- Líneas de aspiración bombas de lastre.

Esta línea es la encargada de llevar el agua desde las tomas de mar hasta la aspiración de la bomba de lastre, por esta tubería trasiega un caudal de 2600 m<sup>3</sup>/h, y una velocidad admisible del fluido de 2,5 m/s por tratarse de una línea de aspiración; con estos datos se obtiene el siguiente diámetro.

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 2600 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 2,5 \text{ (m/s)}}} =$$

$$= 0,6064 \text{ m} = \mathbf{606,4 \text{ mm.}}$$

### 2.2.- Tubería (colector) de aspiración/descarga.

En este tramo de tubería, tenemos un caudal de 2600 m<sup>3</sup>/h que proporciona cada bomba, luego el caudal que se usa para el cálculo será de 5200 m<sup>3</sup> y una velocidad admisible del fluido de 2,5 m/s. Con estos datos y usando la expresión anterior para el cálculo de los diámetros de tubería, tenemos:

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 5200 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 2,5 \text{ (m/s)}}} =$$

$$= 0,807 \text{ m} = \mathbf{807 \text{ mm.}}$$

### 2.3.- Líneas a los tanques de lastre.

Los ramales a los tanques de lastre están conectados al colector central y son los encargados de llenar o vaciar los tanques de lastre, por ellos pasa un caudal de 689,65 m<sup>3</sup>/h, el cual se calcula a continuación y se toma como dato de velocidad máxima admisible 2,5 m/s.

Cálculo del caudal que circula por esta línea:

Los tanques de lastre disponen de una capacidad de 10000 m<sup>3</sup> a lastrar en el tiempo estimado de 14,5 h, por lo cual, el caudal para este tramo sería:

$$Q = \frac{10000 \text{ m}^3}{14,5 \text{ h}} = 689,65 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Con el dato del caudal se puede calcular el diámetro de esta línea:

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 689,65 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 2,5 \text{ (m/s)}}} =$$

$$= 0,312 \text{ m} = \mathbf{312,35 \text{ mm.}}$$



#### 2.4.- Línea de aspiración del eyector de agotamiento de lastre.

La línea de aspiración del eyector de agotamiento de lastre tiene un caudal de 150 m<sup>3</sup>/h y como se trata de una aspiración, la velocidad máxima admisible es de 2,5 m/s, con estos datos tenemos un diámetro de:

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 150 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 2,5 \text{ (m/s)}}} =$$

= **145,67 mm.**

#### 2.5.- Ramales línea agotamiento de lastre a los tanques.

Los ramales de tubería que van desde cada uno de los tanques de lastre hasta la línea principal de agotamiento de lastre, tienen un caudal de 150 m<sup>3</sup>/h y una velocidad admisible de 2,5 m/s.

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 150 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 2,5 \text{ (m/s)}}} =$$

= **145.67 mm.**

#### 2.6.- Línea de descarga a los costados.

La descarga al mar del agua de lastre se realiza a través de los costados en una zona cercana a las propias tomas de mar, a continuación se calcula el diámetro necesario para este tramo de tubería teniendo en consideración que el caudal que circule por la misma será máximo que proporciona cada uno de las bombas, es decir 2600 m<sup>3</sup>/h, y una velocidad admisible del fluido de 3m/s.

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 2600 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 3 \text{ (m/s)}}} =$$

= **554 mm.**

#### 2.7.- Línea descarga al costado eyector de lastre.

Esta línea descarga el agua de lastre al costado de babor a la altura de la cámara de máquinas, hay que tener en cuenta que es la misma línea que se usa para la descarga de sentinas luego para el cálculo del diámetro necesario habrá que tener en cuenta que la descarga realizada por el eyector de sentina se realiza por esta línea.



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

El dato del caudal será de 300 m<sup>3</sup>/h y una velocidad admisible de aspiración de 3 m/s, con estos parámetros se obtiene el siguiente diámetro:

$$D \text{ (mm)} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times S \text{ (m}^2\text{)}}{\pi}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times V \text{ (m/s)}}} = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times 150 \text{ (m}^3\text{/h)}}{\pi \times 3600 \times 3 \text{ (m/s)}}} =$$

**= 188,063 mm.**

Este diámetro corresponde al de uno de los eyectores, como se dispone de dos de similares características, el diámetro de la línea será de 188,063 mm x  $\sqrt{2}$ , es decir, de 265,96 mm.

**3.- Elección de tuberías normalizada para los diámetros calculados.**

Se escogerán los diámetros inmediatamente superiores reflejados en la **tabla 7** para tubos de acero.

**Tabla 7.** Tubería de acero DIN 1626.

DIÁMETRO NOMINAL (mm y pulgadas.)		DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	ESPEJOR (mm)	PESO (Kg/m)
125	5"	139,7	3,6	12,10
			4,5	15,00
			8,0	26,00
150	6"	168,3	4,0	16,20
			4,5	18,20
			8,8	34,60
200	8"	219,1	4,5	23,80
			5,9	33,10
			8,8	45,60
250	10"	273,0	5,0	33,0
			6,3	41,40
			8,8	57,30
300	12"	323,9	5,6	36,90
			6,3	49,30
			8,8	68,40
350	14"	355,6	5,6	48,30





CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

			6,3	54,30
			8,8	75,30
400	16"	406,4	6,3	62,20
			8,8	86,30
450	18"	457,0	6,3	70,00
			8,8	97,30
500	20"	508,0	6,3	77,90
			8,8	108,0
600	24"	610,0	6,3	93,8
			8,8	130,0

**Fuente:** Estándar corporativo de Navantia (Puerto Real) para tubería de acero.

En la **tabla 8** que se muestra a continuación se resumen los diámetros de cada una de las líneas y los diámetros nominales normalizados correspondientes (los cuales serán usados para los cálculos posteriores) tomados de la tabla anterior:

**Tabla 8.** Diámetros y DN para cada una de las líneas.

LÍNEA	DIÁMETRO (CALCULADO) mm	DIÁMETRO NOMINAL NORMALIZADO mm	DIÁMETRO EXTERIOR mm	ESPESOR mm	DIÁMETRO INTERIOR mm
Líneas de aspiración bombas de lastre	606,4	650	660	8,8	642,4
Tubería(colector) de aspiración/descarga	807	850	863,6	14,2	835,2
Líneas a los tanques de lastre	312,35	350	355,5	8,8	338
Línea de aspiración del eyector de agotamiento de lastre	145,67	150	168,3	8,8	150,7
Ramales línea agotamiento de lastre	145,67	150	168,3	8,8	150,7
Líneas de descarga a los costados	554	600	610	8,8	592,4
Línea descarga al costado eyector de lastre	265,96	300	323,9	8,8	306,3

**Fuente:** Elaboración propia.



#### 4.- Pérdidas de carga.

A continuación se realizará el cálculo de las pérdidas de carga existentes en las principales líneas que forman el sistema de carga y descarga del agua de lastre. Con la obtención de estos valores se podrá comprobar que los equipos instalados realizarán de manera eficaz sus funciones de aspiración y descarga además de realizar una selección eficaz de la bomba necesaria para este tipo de sistema y determinar la altura manométrica que esta debe suministrar al mismo.

Hay que distinguir dos tipos de pérdidas de carga: una de ellas son las pérdidas de carga provocadas por el rozamiento que sufre el fluido a su paso por los distintos elementos que forman el sistema, y la segunda es debida a la energía potencial requerida, es decir, a las diferentes alturas que existen en los distintos tramos de tubería del sistema.

Debido a que los diferentes elementos instalados a lo largo de las líneas de carga como: válvulas, acoplamientos con bridas, codos, tubos, filtros, etc. provocan una pérdida de carga diferente, se realizará una estimación del número de dichos elementos para que el sistema opere correctamente.

Este tipo de pérdidas de carga se obtendrá a partir de la realización de una hoja de cálculo donde introduciremos los datos sobre las propiedades físicas del agua de mar que se recogen en la **tabla 9**, el dimensionamiento de las tuberías calculado anteriormente y el número de elementos que provocan dichas pérdidas.

**Tabla 9.** Propiedades físicas del agua de mar.

PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA DE MAR	
VOLUMEN ESPECÍFICO	0,001 m <sup>3</sup> / Kg
DENSIDAD	1,025 Kg/m <sup>3</sup>
VISCOSIDAD DINÁMICA	1,5 x 10 <sup>-3</sup> Kg/m s
VISCOSIDAD CINEMÁTICA	1,6 x 10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup> /s
TEMPERATURA	4° C

**Fuente:** [www.fisicahoy.com](http://www.fisicahoy.com).

A continuación se muestran todas las tablas con los datos resultantes de la aplicación de la hoja de cálculo anteriormente mencionada, para cada tramo de distinto diámetro/ caudal en los que se ha dividido el sistema de lastre (**tablas 10, 13, 14, 15, 16, 17**).



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 10.** Cálculo de las pérdidas de carga en las líneas de aspiración bombas de lastre.

CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA	LÍNEAS DE ASPIRACIÓN BOMBAS DE LASTRE
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	2600
Diámetro exterior(mm)	660
Espesor(mm)	8,8
Diámetro interior(mm)	642,40
Área (m <sup>2</sup> )	0,27562
Velocidad (m/s)	2,5
Nº de Reynolds	9,7 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,12 X 10 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01448
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>3</b>
<b>CURVAS</b>	<b>1</b>
<b>VÁLVULAS</b>	<b>3</b>
<b>FILTROS</b>	<b>1</b>
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	<b>1</b>
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>1,47</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

(Datos de entrada color rojo).



## CÁLCULOS

## APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

## PARA EL TÚNEL CENTRAL (DIVIDIR EN PARTES DE DISTINTO CAUDAL)

**DESCARGA  $V_{adm} = 3 \text{ m/s}$** **Extremo de proa (punto más alejado de la bomba de lastre).**

DN (plano) = 300 mm; Dext= 323,9 mm; espesor= 8,8 mm.

Dinterior= 323,9 – (2 x 8,8)= 306,3 mm; Dinterior= 0,3063 m.

- Cálculo del caudal máximo en el extremo de proa, teniendo como dato el diámetro de la tubería, en el tanque más alejado de la bomba.

$$S = \frac{Q}{3600 \times V}; Q = S \times 3600 \times V; Q = 0,0737 \times 3600 \times 3 = \boxed{7 \text{ m}^3/\text{h.}}$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}; S = \frac{\pi \times 0,3063^2}{4} = 0,0737 \text{ m}^2$$

Este sería el caudal máximo en descarga por un ramal de DN 300, por tanto, el mayor régimen de lastrado a un tanque. Al tener una disposición de tanques simétrica, salvo en el caso particular del pique de proa, siempre se lastran o deslastran un par de tanques al mismo tiempo.

- **Supuesto de la peor condición de lastrado:**

Caudal máximo de cada bomba 2600 m<sup>3</sup>/h; el número mínimo de ramales a considerar para no rebasar la máxima velocidad admisible, sería:  $\frac{2600}{795,807} = 3,26$  luego se consideran 4 tanques lastrándose al mismo tiempo.

Se puede concluir que con cada bomba es posible lastrar a la vez los tanques N° 1 y N° 2 (babor y estribor), es decir, 4 tanques al mismo tiempo para una bomba en funcionamiento. El buque tendrá a su disposición las dos bombas de lastre trabajando al mismo tiempo, para realizar las operaciones de lastrado y deslastrado, es decir, se puede operar en 8 tanques al mismo tiempo.

- **Tramos de distintos caudales en los que se divide el túnel de aspiración/descarga de DN=800mm. (Tabla 11)**



## CÁLCULOS

## APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

Tabla 11. Caudal y longitud en cada tramo (descarga).

TRAMO	CAUDAL	LONGITUD	PÉRDIDAS DE CAGA
Tramo 1 * <sup>1</sup>	$\frac{5200 \text{ m}^3/\text{h}}{8} = 650 \text{ m}^3/\text{h}$	2 m	0,02 m.c.a
Tramo 2 * <sup>2</sup>	2 x 650 = 1300 m <sup>3</sup> /h	60 m	0,48 m.c.a
Tramo 3 * <sup>3</sup>	4 x 650 = 2600 m <sup>3</sup> /h	40 m	0,48 m.c.a
Tramo 4 * <sup>4</sup>	6 x 650 = 3900 m <sup>3</sup> /h	60 m	0,50 m.c.a
Tramo 5 * <sup>4</sup>	8 x 650 = 5200 m <sup>3</sup> /h	170 m	1,35 m.c.a

Fuente: Elaboración propia.

\*<sup>1</sup>= ramal de conexión a uno de los tanques.\*<sup>2</sup> = desde el punto de conexión a los tanques N° 1 al de aspiración de los tanques N° 2.\*<sup>3</sup>= desde la conexión de los tanques N°2 al de aspiración de los tanques N° 3.\*<sup>4</sup>= desde la conexión de los tanques N°3 al de aspiración de los tanques N° 4.\*<sup>5</sup>= desde la conexión de los tanques N°4 a las bombas de lastre.

Sumando las pérdidas de carga en cada tramo del colector de DN 850, se obtiene un resultado de **2,83 m.c.a**, en la descarga.

PARA EL TÚNEL CENTRAL (DIVIDIR EN PARTES DE DISTINTO CAUDAL)**ASPIRACIÓN  $V_{adm} = 2,5 \text{ m/s}$** 

Para el cálculo de las pérdidas de carga en el colector de lastre DN 850, cuando se realiza la operación de aspiración de agua de lastre, el procedimiento es similar al descrito anteriormente para la descarga, pero teniendo como dato de velocidad admisible 2,5 m/s, en lugar de los 3 m/s del apartado anterior.

Se tiene el mismo número máximo de tanques para lastrar al mismo tiempo (tanques N° 1 a N° 4 tanto a babor como a estribor), con similares caudales y longitudes de tramo, luego el cálculo se reduce a cambiar la velocidad máxima admisible en la tabla para el cálculo de las pérdidas de carga.



## CÁLCULOS

## APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 12.** Caudal y longitud en cada tramo (aspiración).

TRAMO	CAUDAL	LONGITUD	PÉRDIDAS DE CAGA
Tramo 1 * <sup>1</sup>	$\frac{5200 \text{ m}^3/\text{h}}{8} = 650 \text{ m}^3/\text{h}$	2 m	0,01 m.c.a
Tramo 2 * <sup>2</sup>	2 x 650 = 1300 m <sup>3</sup> /h	60 m	0,34 m.c.a
Tramo 3 * <sup>3</sup>	4 x 650 = 2600 m <sup>3</sup> /h	40 m	0,23 m.c.a
Tramo 4 * <sup>4</sup>	6 x 650 = 3900 m <sup>3</sup> /h	60 m	0,34 m.c.a
Tramo 5 * <sup>4</sup>	8 x 650 = 5200 m <sup>3</sup> /h	170 m	0,95 m.c.a

**Fuente:** Elaboración propia.

Sumando las pérdidas de carga en cada tramo del colector de DN 850, se obtiene un resultado de **1,87 m.c.a**, en la aspiración.



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 13.** Pérdidas de carga en los ramales a los tanques de lastre.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA	LÍNEAS A LOS TANQUES DE LASTRE
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	650
Diámetro exterior	355,6
Espesor	8,8
Diámetro interior	338
Área (m <sup>2</sup> )	0,07368
Velocidad (m/s)	2,5
Nº de Reynolds	4,98 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,23 x 10 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01657
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>2</b>
<b>CURVAS</b>	
<b>VÁLVULAS</b>	<b>1</b>
<b>FILTROS</b>	
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>0,27</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

(Datos de entrada color rojo).





CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 14.** Pérdidas de carga en la línea de aspiración del eyector de agotamiento de lastre.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA	LÍNEA DE ASPIRACIÓN DEL EYECTOR DE AGOTAMIENTO DE LASTRE
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	150
Diámetro exterior	168,30
Espesor	8,8
Diámetro interior	150,7
Área (m <sup>2</sup> )	0,01784
Velocidad (m/s)	2,5
Nº de Reynolds	2,2 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,464 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01938
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>280</b>
<b>CURVAS</b>	<b>2</b>
<b>VÁLVULAS</b>	<b>3</b>
<b>FILTROS</b>	
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	<b>1</b>
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	<b>8</b>
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>11,41</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

(Datos de entrada color rojo).



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 15.** Pérdidas de carga en los ramales de la línea de agotamiento de lastre a los tanques.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA	RAMALES LÍNEA AGOTAMIENTO DE LASTRE A LOS TANQUES
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	150
Diámetro exterior	168,30
Espesor	8,8
Diámetro interior	150,7
Área (m <sup>2</sup> )	0,01784
Velocidad (m/s)	2,5
Nº de Reynolds	2,20 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,464 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01938
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>12</b>
<b>CURVAS</b>	<b>2</b>
<b>VÁLVULAS</b>	<b>1</b>
<b>FILTROS</b>	
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>0,83</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

(Datos de entrada color rojo).



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 16.** Pérdidas de carga líneas de descarga a los costados.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA	LÍNEAS DESCARGA A LOS COSTADOS
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	2600
Diámetro exterior	610
Espesor	8,8
Diámetro interior	592,4
Área (m <sup>2</sup> )	0,27562
Velocidad (m/s)	3
Nº de Reynolds	9,7 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,118 x 10 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01448
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>3</b>
<b>CURVAS</b>	<b>2</b>
<b>VÁLVULAS</b>	<b>1</b>
<b>FILTROS</b>	
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>1,09</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

(Datos de entrada color rojo).



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

**Tabla 17.** Pérdidas de carga línea descarga al costado eyector de lastre.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA	LÍNEA DESCARGA AL COSTADO EYECTOR DE LASTRE
Rugosidad absoluta(mm)	0,070
Caudal(m <sup>3</sup> /h)	300
Diámetro exterior	323,90
Espesor	8,8
Diámetro interior	306,3
Área (m <sup>2</sup> )	0,07068
Velocidad (m/s)	3
Nº de Reynolds	1,11 x 10 <sup>5</sup>
Rugosidad relativa	0,233 x 10 <sup>-3</sup>
Coeficiente de fricción, régimen laminar	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento	0,01925
<b>LONGITUD DE TUBERIA(m)</b>	<b>6</b>
<b>CURVAS</b>	
<b>VÁLVULAS</b>	<b>2</b>
<b>FILTROS</b>	
<b>INJERTOS</b>	
<b>REDUCCIONES</b>	<b>1</b>
<b>AMPLIACIONES</b>	
<b>ENTRADAS</b>	
<b>SALIDAS</b>	
<b>ACOPLAMIENTO(BRIDAS)</b>	
<b>PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO (m.c.a)</b>	<b>0,79</b>

**Fuente:** Elaboración propia a partir de hoja de cálculo Excel.

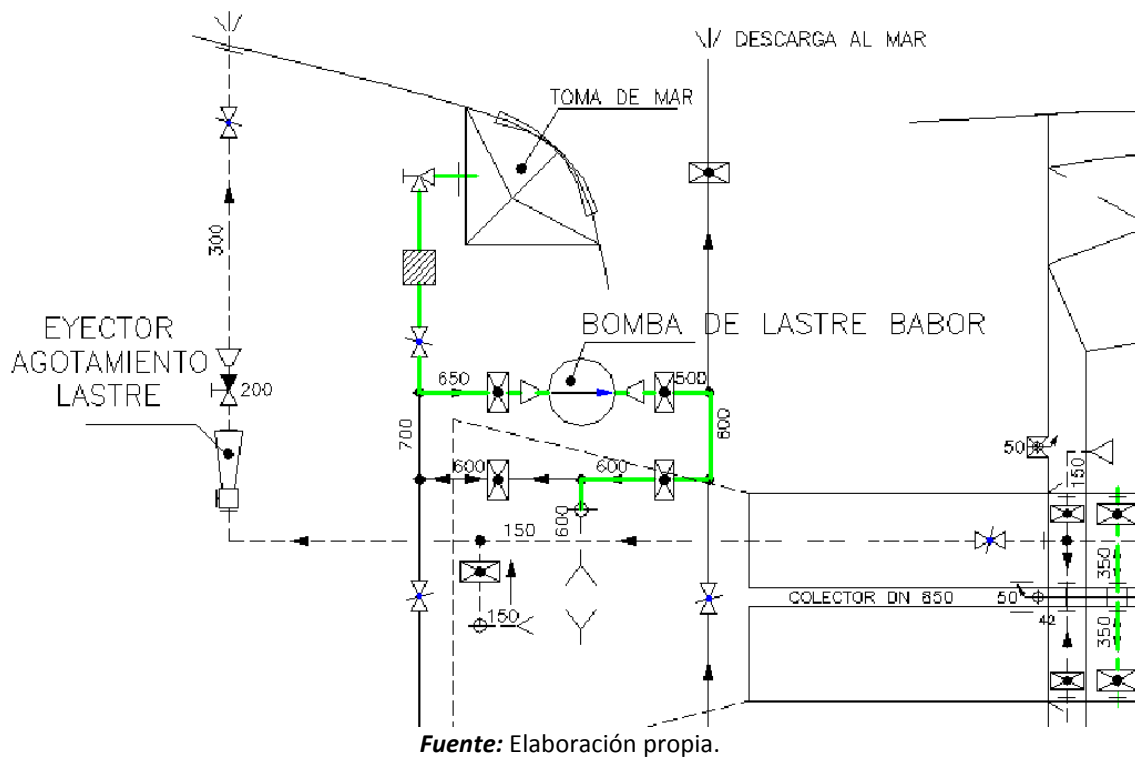
(Datos de entrada color rojo).



4.1.- Pérdidas de carga en el lastrado.

La **figura 50** muestra el recorrido del agua de mar para realizar la operación de lastrado (color verde). A continuación se muestra una tabla con las pérdidas de carga correspondientes a este recorrido.

**Figura 50.** Recorrido agua de mar para el lastrado (hacia los tanques de lastre).



**Tabla 31.** Pérdidas de carga lastrado.

SISTEMA	PÉRDIDAS DE CARGA (m.c.a)
LÍNEAS DE ASPIRACIÓN BOMBAS DE LASTRE	1,47
TUBERÍA(COLECTOR) DE ASPIRACIÓN/ DESCARGA	2,83
LÍNEAS A LOS TANQUES DE LASTRE	0,27
<b>TOTAL PÉRDIDAS LASTRADO</b>	<b>4,57</b>

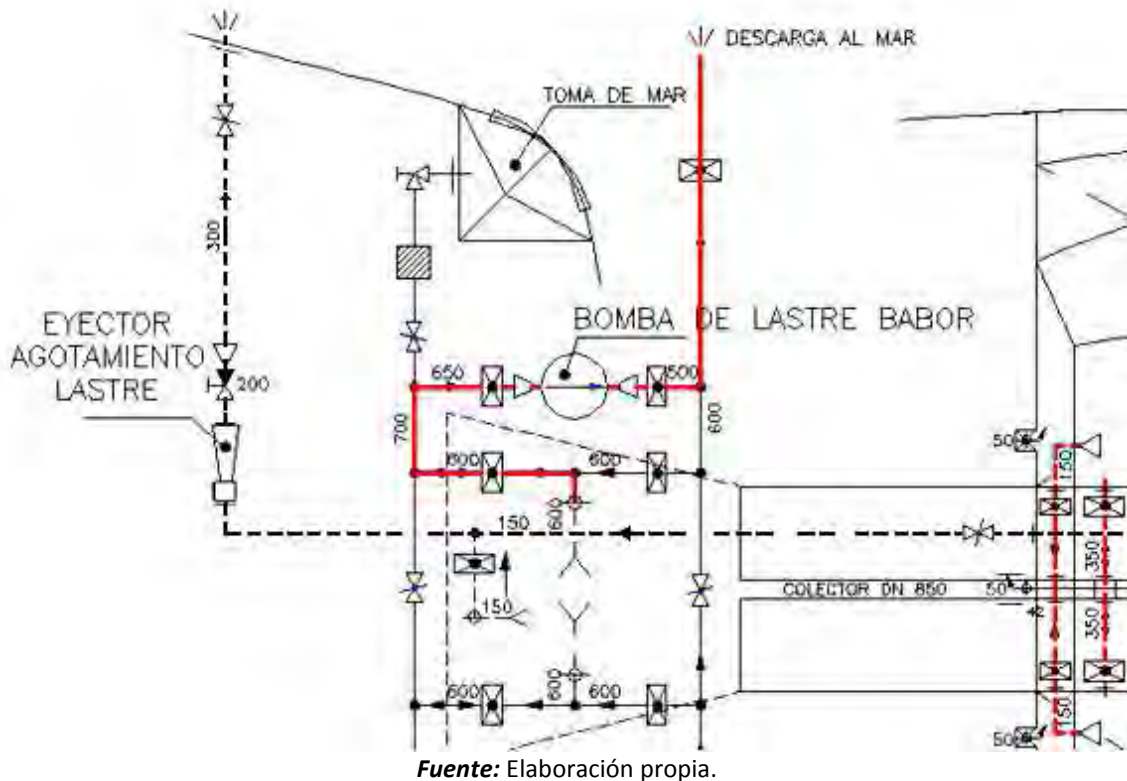
**Fuente:** Elaboración propia.



**4.2.- Pérdidas de carga en el deslastro.**

La **figura 51** muestra el recorrido del agua de mar para realizar la operación de deslastro (color rojo). A continuación se muestra una **tabla 32**, con las pérdidas de carga correspondientes a este recorrido.

**Figura 51.** Recorrido agua procedente de los tanques, para el deslastro mediante las bombas de lastre.



**Tabla 32.** Pérdidas de carga deslastro, mediante las bombas de lastre.

SISTEMA	PÉRDIDAS DE CARGA (m.c.a)
LÍNEAS DE DESCARGA A LOS COSTADOS	1,09
TUBERÍA(COLECTOR) DE ASPIRACIÓN/ DESCARGA	2,83
LÍNEAS DE ASPIRACIÓN BOMBAS DE LASTRE	1,47
LÍNEAS A LOS TANQUES DE LASTRE	0,27
<b>TOTAL PÉRDIDAS DESLASTRADO BOMBAS</b>	<b>5,66</b>

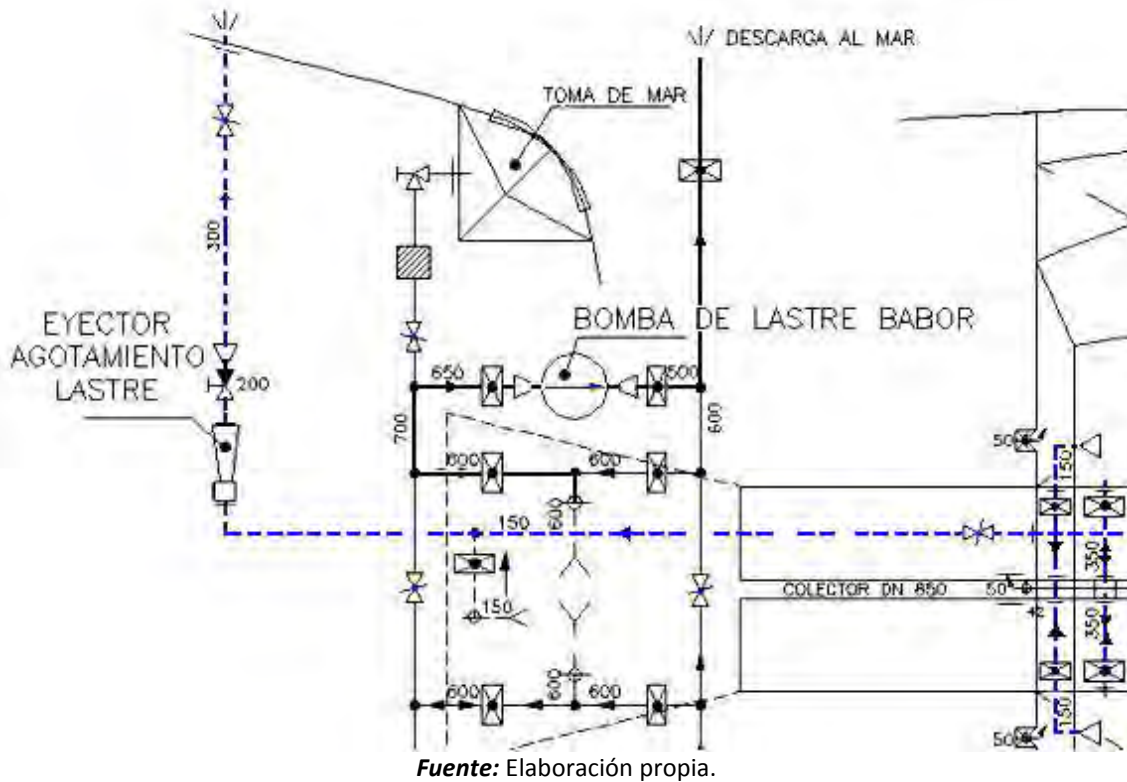
**Fuente:** Elaboración propia.



APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

La **figura 52**, y la **tabla 33**, muestran el deslastro mediante el eyector de achique de lastre, este recorrido se aparece en la figura representado en color azul.

**Figura 52.** Recorrido agua procedente de los tanques, para el deslastro mediante eyector de lastre.



**Tabla 33.** Pérdidas de carga deslastro, mediante eyector de lastre.

SISTEMA	PÉRDIDAS DE CARGA (m.c.a)
LÍNEA DE ASPIRACIÓN DEL EYECTOR DE AGOTAMIENTO DE LASTRE	11,41
RAMALES LÍNEA AGOTAMIENTO DE LASTRE A TANQUES	0,51
LÍNEA DESCARGA AL COSTADO EYECTOR DE LASTRE	0,14
<b>TOTAL PÉRDIDAS DESLASTRADO EYECTOR</b>	<b>12,06</b>

**Fuente:** Elaboración propia.





## 5.- Parámetros a determinar para la instalación de la bomba.

- Altura manométrica.
- NPSH disponible de la bomba.
- Potencia accionadora.

### 5.1.- Alturas de trabajo.

Generalmente la bomba aspira de un depósito bajo una presión absoluta  $P_A$ , a un nivel  $H_{GA}$  con respecto al eje de la bomba, o respecto al centro del primer impulsor si es bomba vertical, e impulsa el líquido a otro depósito a nivel  $H_{GI}$  y a una presión absoluta  $P_I$ .

Expresando las presiones como energía, es decir, en metros de columna de líquido, tendremos:

- Altura geométrica de aspiración ( $H_{GA}$ )
- Altura geométrica de impulsión ( $H_{GI}$ )
- Altura geométrica total ( $H_{GT}$ )

El valor de  $H_{GI}$  depende del valor de la presión en la brida de aspiración. Si ésta es negativa o sea, menor que la presión atmosférica, entonces el valor de la altura geométrica total será:  $H_{GT} = H_{GI} + H_{GA}$ . En tal caso, se dice que la bomba trabaja con aspiración. Por el contrario cuando la presión en la brida de aspiración, es mayor que la presión atmosférica, la bomba trabaja con carga.

Siendo  $H_{GT} = H_{GI} - H_{GA}$ .

Diseñaremos la aspiración de las bombas de manera que las pérdidas de carga en la aspiración sean mínimas.

Llamando " $h_A$ " a las pérdidas de carga en el conducto de aspiración y " $h_I$ " a las del conducto de impulsión, tendremos:

- Altura total en la aspiración:  $H_A = P_A + H_{GA} - h_A$
- Altura total en la impulsión:  $H_I = P_I + H_{GI} - h_I$
- Altura total manométrica:  $H_{TM} = P_I - P_A + H_{GT} - h_I - h_A$

La altura total en la aspiración es la energía total del líquido en la brida de aspiración, y la altura total en la impulsión es la energía del líquido en la brida de descarga. Siendo pues, la altura total manométrica, la diferencia entre ambas, o sea, la energía cedida por la bomba al líquido por unidad de masa. Si se dispone un manómetro industrial en la brida de aspiración y en la de descarga, la altura total desarrollada por la bomba será la diferencia de sus lecturas, más la diferencia de alturas cinéticas  $\frac{V_I^2 - V_A^2}{2 \times g}$ , que a menudo es despreciable y no se considera.



### 5.2.- Altura manométrica.

Se considera como la altura que debe ser capaz de generar la bomba para poder elevar un determinado caudal desde el nivel de aspiración hasta el de descarga, venciendo las correspondientes pérdidas de carga del sistema. Fruto de sus características físicas de elementos que la conforman. Para su determinación podemos tomar la siguiente fórmula:

$$H_M = H_G + Z_{TOTAL} + \frac{P_I - P_A}{\rho} \times 10 + \frac{V_I^2 - V_A^2}{2 \times g}$$

El tercer y cuarto miembro de la ecuación los consideramos despreciables ya que sus valores son muy pequeños comparados con H y Z, como se dijo anteriormente.

*Altura geométrica de aspiración*, se toman las peores condiciones, es decir, cuando el tanque de agua se encuentra al límite del suministro. Se considera valor negativo debido a que la bomba está situada por encima de la superficie del líquido en la aspiración. Luego  $H_{GA} = 2,6m$ .

*Altura del elemento más elevado en la descarga*, descarga contra el calado máximo de operación.  $H_{GI} = \text{calado máximo} - \text{altura de la bomba} = 17,85 - 2,6(\text{altura doble fondo}) = 15,25m$

Pérdidas en la descarga.  $Z_D = 4,57 m$ .

Pérdidas en la aspiración.  $Z_A = 5,66 m$ .

Simplificada la fórmula anterior nos queda:

$$H_M = H_G + Z_{TOTAL} = (H_{GI} + H_{GA}) + (Z_A + Z_D) = 15,25 + (-2,6) + 5,66 + 4,57 = \mathbf{22,8 m.c.a.}$$

### 5.3.- NPSH disponible de la bomba.

La presión o altura estática a que un líquido puede estar sometido, ha de ser siempre mayor o igual que su tensión de vapor. Si se hiciera menor, el líquido se vaporizaría en cantidad suficiente para restablecer una presión igual a su tensión de vapor. Por esto, si la altura de presión del líquido en la brida de aspiración, igual a  $H_A - \frac{V_A^2}{2 \times g}$  (Altura total en la aspiración (Energía) menos la energía cinética del líquido, nos queda la presión, altura estática o altura de presión) fuera menor que la tensión de vapor, debido a una altura geométrica de aspiración negativa excesiva o a elevadas pérdidas de carga en el conducto de aspiración, el líquido se vaporizaría a la entrada de la bomba. Al seguir ésta desarrollando la misma altura en metros de columna de fluido, la presión bajaría en la proporción densidad líquido / densidad vapor y en muchos casos sería insuficiente para sostener la tubería de aspiración llena de



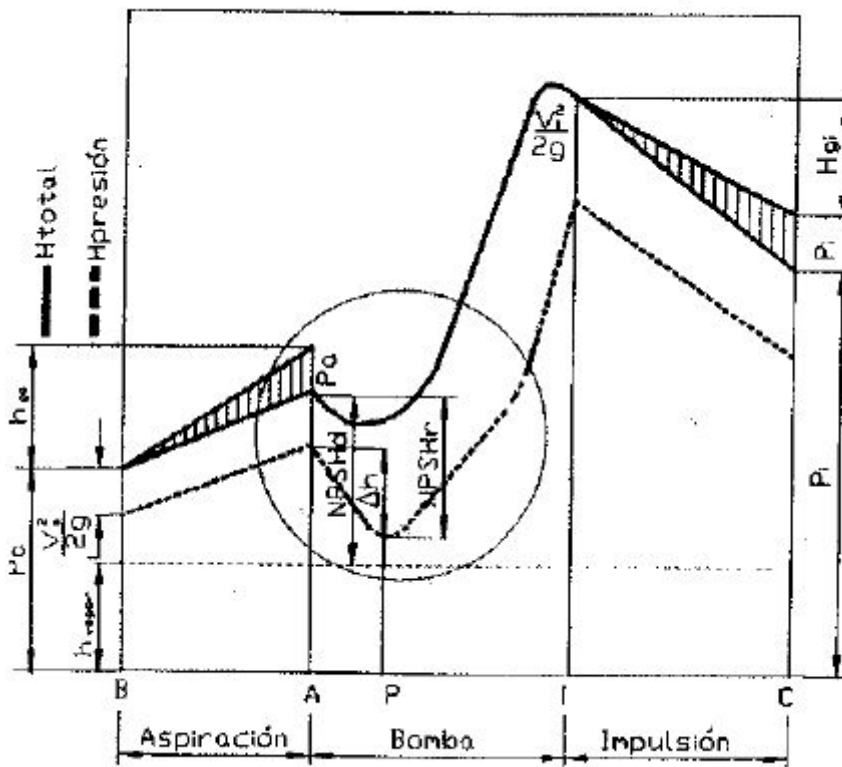
CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

líquido, vaciándose, y por consiguiente descebando la bomba. Las bombas centrífugas además, no están previstas para funcionar en seco, ya que necesitan del líquido como lubricante en los juegos de empaquetadura con eje y aros rozantes entre sí, luego la bomba se deterioraría.

No basta, sin embargo, que la presión en la aspiración sea igual o mayor que la tensión de vapor para un funcionamiento correcto de la bomba. En la siguiente figura representamos el diagrama de las variaciones de presión en el sistema.

Figura 48. Representación de la caída de presión en el interior de la bomba.



Fuente: Apuntes de Sistemas Auxiliares del buque.

En la **figura 48**, podemos ver que en el interior de la bomba se produce una caída de presión  $\Delta h$  antes de empezar ésta a aumentar por la acción del impulsor. Las causas de esta caída de presión interna  $\Delta h$ , llamada también depresión dinámica o altura de presión crítica, son las pérdidas de carga internas y los aumentos de velocidad en el codo de entrada del impulsor, en el borde de los álabes y en la cara superior de éstos.

Todas estas pérdidas locales de presión, difíciles de evaluar exactamente, se pueden considerar proporcionales al cuadrado de  $\omega_1$ , que es la velocidad relativa del líquido con



## CÁLCULOS

## APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

respecto al impulsor, y su suma se puede hacer igual a:  $\Delta_H = \frac{\lambda \times \omega_f^2}{2}$  donde  $\lambda$  es un coeficiente experimental que depende del acabado superficial, forma de la bomba y forma del comienzo del perfil del álabe.

La presión en la brida de aspiración, aun siendo mayor que la tensión de vapor, puede no ser lo suficiente para evitar la formación de vapor en el interior de la bomba. En este caso el líquido, al llegar a los alrededores de la zona donde la presión es más baja (Suele hallarse cerca del borde interno en la cara posterior de los álabes) y su presión disminuye por las pérdidas de carga y aumentos de velocidad por debajo de la tensión de vapor, comienza a vaporizarse, creando en el seno del líquido burbujas o cavidades (De aquí el nombre de cavitación).

Estas burbujas, que serán de más tamaño cuanto mayor sea el defecto de presión, son arrastradas por el líquido, y al aumentar la presión por encima de la tensión de vapor llega un momento en que éste vuelve a condensarse de forma brusca, con la consiguiente implosión de las burbujas.

Los efectos más importantes de la cavitación son los siguientes:

- Al formarse las cavidades o burbujas, debido a que el volumen específico en la fase vapor es mucho mayor que en la de líquido, la capacidad disminuye de manera importante e irregular.
- Al implosionar las burbujas bruscamente en las zonas de alta presión, se producen ondas de presión o pequeños golpes de ariete, que dan lugar a erosión, ruido y vibración.

### 5.3.1.- Altura neta positiva en la aspiración NPSH.

Para que una bomba centrífuga funcione sin cavitación es necesario que la presión del líquido en el punto de la bomba en que es mínima, sea igual o mayor que la tensión de vapor del líquido. Luego la presión del líquido en la brida de aspiración ha de ser superior a la tensión de vapor en una cantidad mínima  $\Delta_H$ , caída de presión interna, es decir:

$$H_{\text{LÍQUIDO}} - H_{\text{VAPOR}} > \Delta_H$$

Si nos referimos, en vez de a la presión, a la altura total en la aspiración, su diferencia con la tensión de vapor para funcionamiento sin cavitación, tendrá que ser la velocidad en la brida de entrada.

$$H_{\text{LÍQUIDO}} = \frac{V_A^2}{2 \times g} - H_{\text{VAPOR}} > \Delta_H + \frac{V_A^2}{2 \times g}$$

$$H_A - H_{\text{VAPOR}} > \Delta_H + \frac{V_A^2}{2 \times g} \quad (1)$$



CÁLCULOS

APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

La altura total del líquido menos la tensión de vapor, se llama altura neta y expresa la máxima energía por unidad de peso que el líquido puede perder sin evaporarse.

Así a  $H_A - H_{VAPOR}$  altura total en la aspiración, menos tensión de vapor, se le llama altura neta positiva en la aspiración (NPSH). Es la altura neta que el sistema deja disponible en la brida de aspiración a la que va acoplada la bomba. Por ello, se le llama NPSH disponible, siendo:

$$NPSH_D = H_A - H_{VAPOR} = P_A + H_{GA} - h_A - H_{VAPOR}$$

$P_A$  = Presión en el tanque de aspiración.

$H_{GA}$  = Altura geométrica de aspiración.

$h_A$  = Pérdidas en el conducto de aspiración.

$H_{VAPOR}$  = Tensión vapor de líquido.

El NPSH disponible depende por tanto, de las características del sistema de conducción. Es por tanto, un dato que podemos calcular tan sólo en función del sistema de conducción.

Por otra parte, la bomba para funcionar sin cavitación, únicamente requiere una NPSH en su brida de entrada igual al segundo miembro de la inecuación (1). Es decir, la NPSH requerida será:

$$NPSH_R = \Delta_H + \frac{V_A^2}{2 \times g} = \frac{\lambda \times \omega_l^2}{2 \times g} + \frac{V_A^2}{2 \times g}$$

En definitiva, para que una bomba pueda trabajar bajo condiciones de no cavitación,  **$NPSH_D > NPSH_R$**  que no es más que otra forma de expresar la inecuación (1), siendo:

$$NPSH_D = H_A - H_{VAPOR}$$

$$NPSH_R = \Delta_H + \frac{V_A^2}{2 \times g}$$

$$NPSH_D = H_A - H_{VAPOR} = P_A + H_{GA} - h_A - H_{VAPOR}$$

$P_A$  = Presión en el tanque de aspiración (22,5 m.c.a).

$H_{GA}$  = Altura geométrica de aspiración (2,6 m.c.a).

$h_A$  = Pérdidas en el conducto de aspiración (5,66 m.c.a).

$H_{VAPOR}$  = Tensión vapor de líquido (0,238 m.c.a).



## CÁLCULOS

## APARTADO 1: Dimensionamiento del sistema de lastre

$NPSH_R$  = En el caso particular de la bomba seleccionada para este servicio, el fabricante, no proporciona en sus catálogos el dato del  $NPSH_R$ , se ha optado por calcularla mediante la siguiente fórmula genérica:

$$\frac{n(\text{rpm}) \times Q^{\frac{1}{2}} (\text{m}^3/\text{s})}{NPSH_R} \geq 157$$

Siendo:

$N = 1400$  rpm (catálogo fabricante).

$Q = 2600 \text{ m}^3/\text{h} = 0,72 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Se obtiene un  $NPSH_R \geq 4,56 \text{ m.c.a}$

Sustituyendo en la ecuación anterior tenemos:

$$NPSH_D = H_A - H_{VAPOR} = P_A + H_{GA} - h_A - H_{VAPOR} = 22,5 + 2,6 - 5,66 - 0,238 = 19,202 \text{ m.c.a}$$

**$NPSH_D > NPSH_R$  (LA BOMBA NO CAVITA)**

#### 5.4.- Potencia accionadora de la bomba:

Es la potencia en el eje de la bomba o la potencia mecánica que absorbe la bomba, equivale a la potencia hidráulica más la potencia consumida en rozamientos.

$$P_{AC} = \frac{Q \times H_M \times \rho}{\eta_{TOTAL} \times K}$$

Siendo:

$Q = 2600 \text{ m}^3/\text{h}$ .

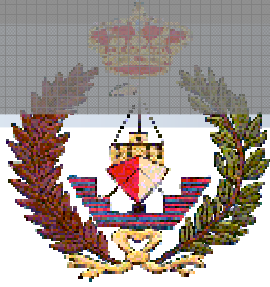
$\rho = 1 \text{ Kg}/\text{dm}^3$ .

$H_M = 22,8 \text{ m}$ .

$\eta_{TOTAL} = 0,80$ .

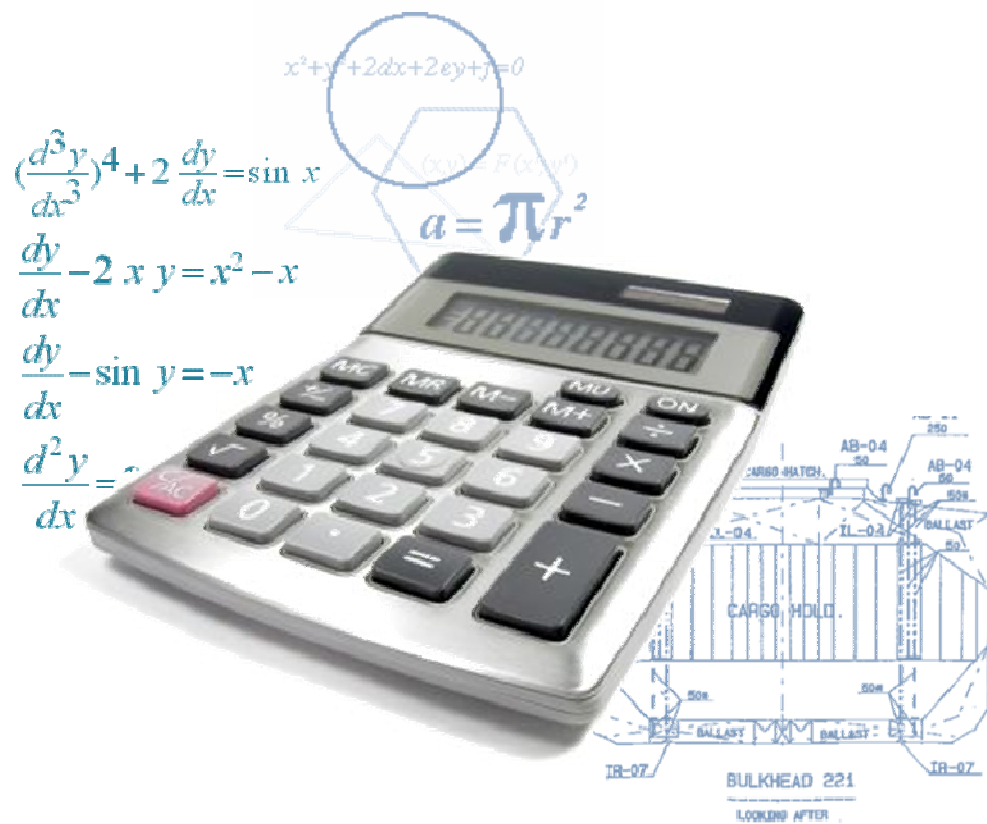
$K = 270$ .

$$P_{AC} = 274,44 \text{ CV} = 204,15 \text{ Kw.}$$



# CAPÍTULO 5

## CÁLCULOS



# APARTADO 2

## DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SENTINAS



### 1.- Velocidades máximas admisibles.

La velocidad máxima admisible del fluido es la misma que la utilizada para el cálculo del sistema de lastre, es decir 3 m/s en la descarga y 2,5 m/s en la aspiración

### 2.- Cálculo del diámetro del colector principal de sentinas.

Con el objetivo de cumplir con la parte 5 Capítulo 13 sección 5.1 del Reglamento de la Sociedad de clasificación Lloyd's Register of Shipping, el diámetro de la línea principal de sentina no puede ser inferior al requerido por la siguiente fórmula (lo más cerca a 5 mm).

Para el cálculo de dicho diámetro del colector principal de sentinas se usa la siguiente expresión:

$$dm = 1,68 \times \sqrt{L \times (B + D)} + 25$$

Las dimensiones del buque necesarias para el cálculo del diámetro son:

L= Eslora entre perpendiculares. (280,5m)

B= Manga. (43,2m)

D= Puntal. (24,2m)

Sustituyendo en la expresión anterior se obtiene el siguiente diámetro:

$$dm = 1,68 \times \sqrt{L \times (B + D)} + 25; dm = 1,68 \times \sqrt{280,5 \times (43,2 + 24,2)} + 25; \mathbf{dm=256mm.}$$

### 3.- Cálculo del diámetro de los ramales de sentinas en espacios de carga y máquinas.

Siguiendo la misma reglamentación, en este caso el apartado 5.2.1 determina que el diámetro de las tuberías de succión de sentinas en espacios de carga y de máquinas no será menor del requerido por la siguiente fórmula, (lo más cerca a 5 mm), pero en ningún caso el diámetro de cualquier aspiración puede ser inferior a 50 mm:

En este caso la expresión utilizada es la siguiente:

$$db = 2,15 \times \sqrt{C \times (B + D)} + 25$$

Los datos a introducir en la expresión son los mismos que los utilizados en el apartado anterior, a excepción de C que expresa la eslora de la Cámara de Máquinas la cual corresponde a un valor de 27m.

$$db = 2,15 \times \sqrt{C \times (B + D)} + 25; db = 2,15 \times \sqrt{27 \times (43,2 + 24,2)} + 25; \mathbf{db=117mm.}$$





#### **4.- Cálculo del diámetro de las aspiraciones directas de sentina (que no sean de emergencia).**

Siguiendo la normativa aplicada, los conductos de aspiración directa de sentina en la cámara de máquinas principal, y los conductos de aspiración directa de sentina separados en las grandes salas de calderas, salas de motor eléctrico de propulsión de buques y de máquinas auxiliares no deben ser de un diámetro menor que el requerido para el colector principal de sentina.

Luego el diámetro de dichos conductos, será también de **256 mm**.

#### **5.- Cálculo del diámetro de las aspiraciones de emergencia.**

El diámetro de las aspiraciones de emergencia, debe ser del mismo tamaño, que la aspiración del ramal correspondiente a la bomba que se determina como bomba de emergencia.

La bomba de emergencia de sentina para este buque es la bomba de circulación de agua salada del motor propulsor, la cual tiene una capacidad de 500 m<sup>3</sup>/h y una altura de impulsión de 25 m de columna de agua.

El diámetro interior de la tubería de aspiración para esta bomba cuando realiza su servicio diario, es de **303,9 mm**, luego la aspiración de emergencia tendrá el mismo diámetro.

#### **6.- Túnel de aspiración.**

La tubería de aspiración de sentina del túnel no debe ser inferior a **65 mm** de diámetro interior. En este caso se toma un diámetro nominal de 150 mm.



**7.- Elección de tuberías normalizada para los diámetros calculados.**

Se escogerán los diámetros inmediatamente superiores reflejados en la **tabla 19** para tubos de acero.

**Tabla 19.** Tubería de acero DIN 1626.

DIÁMETRO NOMINAL (mm y pulgadas.)		DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	ESPESOR (mm)	PESO (Kg/m)
125	5"	139,7	3,6	12,10
			4,5	15,00
			8,0	26,00
150	6"	168,3	4,0	16,20
			4,5	18,20
			8,8	34,60
200	8"	219,1	4,5	23,80
			5,9	33,10
			8,8	45,60
250	10"	273,0	5,0	33,0
			6,3	41,40
			8,8	57,30
300	12"	323,9	5,6	36,90
			6,3	49,30
			8,8	68,40
350	14"	355,6	5,6	48,30
			6,3	54,30
			8,8	75,30
400	16"	406,4	6,3	62,20
			8,8	86,30
450	18"	457,0	6,3	70,00
			8,8	97,30
500	20"	508,0	6,3	77,90
			8,8	108,0
600	24"	610,0	6,3	93,8
			8,8	130,0

**Fuente:** Estándar corporativo de Navantia (Puerto Real) para tubería de acero.



### APARTADO 2: Dimensionamiento de los tramos de tubería sistema de sentinas

En la **tabla 20** que se muestra a continuación se resumen los diámetros de cada una de las líneas y los diámetros nominales normalizados correspondientes (los cuales serán usados para los cálculos posteriores) tomados de la tabla anterior:

**Tabla 20.** Diámetros y DN para cada una de las líneas.

LÍNEA	DIÁMETRO (CALCULADO) mm	DIÁMETRO NOMINAL NORMALIZADO mm	DIÁMETRO EXTERIOR mm	ESPESOR mm	DIÁMETRO INTERIOR
Colector principal de sentinas	256	250	273	6,3	260,4
Ramales en espacios de carga y máquinas	117	125	139,7	8	123,7
Aspiraciones directas de sentina	256	250	273	6,3	260,4
Aspiraciones de emergencia	303,9	300	323,9	8,8	306,3
Túnel de aspiración.	150	150	139,7	8,8	122,1

*Fuente:* Elaboración propia.

### 8.- Capacidad de las bombas de sentinas.

De acuerdo con el reglamento del Lloyd's Register, el cual en su Parte 5, Capítulo 13, Sección 6.3.2, expresa que cada unidad de bombeo de sentina, será conectada a la línea principal de sentina y ha de ser capaz de dar una velocidad de fluido a través de de la tubería de no menos de 122 m/ min.

La capacidad de cada una de estas unidades de bombeo será al menos la requerida por la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{5,75}{10^3} \times dm^2$$

Donde:

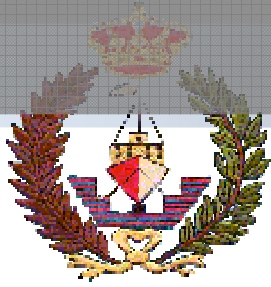
dm= diámetro interior de la línea principal de sentina (mm).

Q= capacidad, en m<sup>3</sup>/h.

Sustituyendo en la expresión anterior se obtiene la siguiente capacidad:

$$Q = \frac{5,75}{10^3} \times dm^2; Q = \frac{5,75}{10^3} \times 256^2; Q=376,832 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Como se tienen 2 bombas de sentinas cada una de ella debe proporcionar un caudal de **190m<sup>3</sup>/h.**



# CAPÍTULO 5

## CÁLCULOS

$x^2 + y + 2dx + 2ey + f = 0$

$(\frac{d^3 y}{dx^3})^4 + 2 \frac{dy}{dx} = \sin x$

$\frac{dy}{dx} - 2xy = x^2 - x$

$\frac{dy}{dx} - \sin y = -x$

$\frac{d^2 y}{dx^2} = \dots$

$(x, y) = F(x, y)$

$a = \pi r^2$



# APARTADO 3

## VENTILACIÓN



## 1.- Ventilación de tanques en zona de carga y sonda.

### 1.1.- Cálculo del diámetro del conducto de aireación de los tanques de lastre.

Para el cálculo del diámetro de la tubería de aireación de los tanques de lastre, basta con remitirse al reglamento del Lloyd's Register, Parte 5, Capítulo 13, Sección 12, Punto 12.8.2, en el cual se establece el diámetro de dicha tubería, tal y como se describe a continuación:

En todos los casos, si el tanque está siendo llenado por las propias bombas del buque o por otro medio, el área total de la sección de la tubería de aireación no debe de ser menor del 25 % mayor del área efectiva de la tubería de llenado correspondiente para cada tanque. Las tuberías de aireación en ningún caso deben tener un diámetro interior de menos de 50 mm.

Las tuberías de llenado de los tanques de lastre tienen un diámetro de 300 mm, el cálculo de la misma se describe en el Capítulo 5, Apartado 1, Punto 2.3, del presente proyecto. Con este diámetro de la tubería de llenado de los tanques de lastre, el cálculo de la tubería de aire, es el siguiente:

$$\text{Área tubería de llenado del tanque (lastre)} \times 1,25 = \text{área de la tubería de aireación}$$

Pasando a expresar esta norma a una forma matemática:

$$\frac{\pi \times D_L^2}{4} \times 1,25 = \frac{\pi \times D_A^2}{4}$$

Siendo:

$D_L$  = Diámetro interior de la tubería de llenado del tanque de lastre (323,9 – 2 x 12,5 = 298,9 mm).

$D_A$  = Diámetro interior de la tubería de aireación.

Sustituyendo los datos y despejando  $D_A$  de la expresión anterior se obtiene:

$$\frac{\pi \times 298,9^2}{4} \times 1,25 = \frac{\pi \times D_A^2}{4}$$

$$D_A = \sqrt{1,112 \times 10^5} = \mathbf{334,1809 \text{ mm}}$$

Este es el diámetro interior que debe tener como mínimo la tubería de aireación para los tanques de lastre. Teniendo en cuenta la solución constructiva descrita en el apartado anterior, se ha optado por colocar dos conductos de aireación por cada tanque cada uno de ellos de 250 mm.



## CÁLCULOS

## APARTADO 3: Ventilación de tanques en zona de carga y bodegas

- Área tubería de llenado tanque de lastre=  $\frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 0,2989^2}{4} = 0,07 \text{ m}^2$ .
- Área tubería de llenado tanque de lastre=  $\frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 0,250^2}{4} = 0,049 \text{ m}^2$   
x (2 conductos)= 0,098 m<sup>2</sup>.

Luego tenemos:

$$\frac{0,098}{0,07} = 1,40 \quad (1,40 > 1,25)$$

Esta relación expresa, que efectivamente el área de los conductos de aireación es mayor del 25% del área de la tubería de llenado de los tanques de lastre.

### 1.2.- Cálculo del diámetro de la tubería de aireación de los espacios libres.

Para la elección del diámetro de las tuberías de aireación de los espacios libres inferior y superior, de cada una de las bodegas, se ha optado por instalar tuberías de 50 mm de diámetro, este es el mínimo requerido por la Sociedad de Clasificación, para este servicio. Se ha optado por este diámetro de tubería, ya que estos espacios no están destinados a almacenar líquidos, los respiros se han colocado simplemente por razones de seguridad. En la siguiente **tabla 21** se detallan los valores de diámetro exterior, espesor y peso correspondientes para una tubería de estas características, según el estándar corporativo de *Navantia (Puerto Real)*.

**Tabla 21.** Tubería de acero DIN 2458 (tubería de aireación).

Diámetro nominal (mm)	Diámetro exterior	Espesor (mm)	Peso (Kg/m)
50	60,3	4,5	3,29

**Fuente:** Estándar corporativo de *Navantia (Puerto Real)* para tubería de acero.



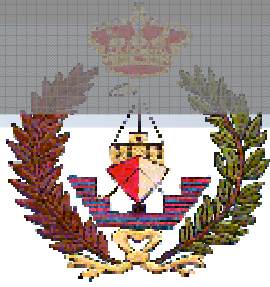
### 1.3.- Cálculo del diámetro de las tuberías de sonda.

El diámetro interior mínimo de estas tuberías, según el Lloyd's Register es de 32 mm, para este buque se instalarán tubos de 50 mm de diámetro nominal normalizados; no es necesario un mayor diámetro ya que las bodegas del buque no son refrigeradas y su temperatura interior prevista no alcanza los 0° C. En la siguiente **tabla 22** se detallan los valores de diámetro exterior, espesor y peso correspondientes para una tubería de estas características, según el estándar corporativo de *Navantia (Puerto Real)*.

**Tabla 22.** Tubería de acero DIN 2458 (tubería de sonda).

Diámetro nominal (mm)	Diámetro exterior	Espesor (mm)	Peso (Kg/m)
50	60,3	4,5	3,29

**Fuente:** Estándar corporativo de *Navantia (Puerto Real)* para tubería de acero.



# CAPÍTULO 5

## CÁLCULOS



# APARTADO 4

## CÁLCULOS RELATIVOS AL SISTEMA GENERAL DE C.I.





### 1.- Datos de entrada de diseño.

El presente procedimiento tiene como objetivo describir el proceso de cálculo del “Sistema General de Contraincendios” a instalar en el buque. Este sistema se utilizará también para baldeo y limpieza de escobenes, caja de cadenas etc.

En la **tabla 23** que se muestra a continuación se especifican los datos de entrada de diseño.

**Tabla 23.** Datos de entrada de diseño del sistema general de contraincendios por agua salada.

Dimensiones del buque			Eslora Cámara de Máquinas (m)
Eslora Lpp (m)	Manga B(m)	Puntal D(m)	
280,5	43,20	24,2	27

**Fuente:** Elaboración propia.

### 2.- Normativa aplicada.

Los cálculos que se describen en el presente procedimiento se han realizado teniendo en cuenta, fundamentalmente, los requisitos exigidos por la siguiente normativa:

- “Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en la Mar” (Convenio “SOLAS”).
- Reglamentación de la Sociedad de Clasificación “Germanischer Lloyd”.

#### **2.1.- Justificación cambio de normativa.**

En este punto se argumentan las razones por las cuales se ha escogido la Sociedad de Clasificación “Germanischer Lloyd” para dimensionar el sistema de contraincendios en la zona de carga, en vez del “Lloyd’s Register of Shipping”, el cual ha sido empleado como referencia en anteriores capítulos del presente proyecto.

Para realizar los cálculos referentes al sistema de contraincendios se ha cambiado la sociedad de clasificación de referencia, ya que el “Lloyd’s Register” en lo que corresponde al capítulo “Fire Protection, Detection and Extinction Requirements, Part 6, Chapter 4” (Protección, Detección y Extinción de incendios, Parte 6, Capítulo 4), se remite directamente al reglamento del SOLAS (edición refundida 2004) Capítulo II-2 Regla 10; cuyo fin es marcar las pautas para la supresión y rápida extinción de un incendio en el espacio de origen, para lo cual se han de cumplir las siguientes restricciones:

- a) Se instalarán sistemas fijos de extinción de incendios teniendo en cuenta el potencial de propagación del incendio en los espacios protegidos.
- b) Estarán rápidamente disponibles dispositivos de extinción de incendios.



A continuación el “Lloyd’s Register” proporciona algunos datos necesarios para la rápida disponibilidad del suministro de agua, el diámetro del colector contraincendios, las válvulas de aislamiento y desahogo, número y ubicación de bocas contraincendios así como la presión de las mismas. Esta información es muy útil y de hecho se ha utilizado para describir el sistema, pero no expresa el procedimiento de cálculo para obtener estos parámetros de diseño y se remite en numerosas ocasiones a la “Administración pertinente”.

Sin embargo, en el caso del “Germanischer Lloyd”, sí proporciona datos tales el número y capacidad mínima de las bombas de contraincendios según el tipo de buque, lo cual es el primer criterio a tener en consideración en la fase de dimensionamiento. Por otra parte se refleja la presión a tener en las boquillas contraincendios dependiendo del tipo de buque así como de sus TPM.

Los datos que proporciona el Germanischer Lloyd y que han sido relevantes a la hora de tomar la decisión de escogerla como Sociedad de Clasificación para este capítulo, son los referentes al diseño de la red de tuberías, ya que se incluyen una serie de expresiones, las cuales se usarán como guía para dimensionar las tuberías pertenecientes al sistema de contraincendios. Por otro lado, se reflejan datos tales como: los materiales que se deben usar para la construcción de estas tuberías, el trazado de las mismas, tipos de válvulas más convenientes, etc.

Como conclusión, señalar que se ha realizado un estudio y análisis comparativo exhaustivos entre ambos reglamentos. Para determinar el modelo elegido, se han empleado dos parámetros decisivos: en primer lugar, el modelo que nos proporciona mayor información, y en segundo lugar, el más restrictivo desde el punto de vista del dimensionamiento.

La solución final adoptada ha sido, aplicar tanto el “Germanischer Lloyd” por las razones mencionadas anteriormente, así como el Convenio SOLAS, que sirve de referencia para todas las Sociedades de Clasificación en general además de ser de obligado cumplimiento, determinando las condiciones de seguridad de las personas y de la carga.

### **3.- Cálculo del diámetro del colector principal de sentinas.**

El diámetro mínimo del colector principal de sentinas se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$D_{cs} = 1,68 \times \sqrt{L \times (B + D)} + 25$$



## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contra incendios

Sustituyendo en la fórmula los datos de entrada de diseño de la tabla anterior, tenemos:

$$D_{cs} = 1,68 \times \sqrt{L \times (B + D)} + 25; D_{cs} = 1,68 \times \sqrt{280,5 \times (43,2 + 24,2)} + 25; D_{cs} = 256 \text{ mm}$$

#### 4.- Capacidad unitaria de las bombas de sentinas.

La capacidad unitaria de las bombas de sentinas se calcula mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Q_{bs} = 5,75 \times 10^{-3} \times D_{cs}^2$$

Siendo:

$Q_{bs}$  = Capacidad unitaria de las bombas de sentinas, expresada en m<sup>3</sup>/h.

$D_{cs}$  = Diámetro del colector principal de sentinas, expresado en mm.

Aplicando la expresión anterior resulta:

$$Q_{bs} = 5,75 \times 10^{-3} \times D_{cs}^2 = 5,75 \times 10^{-3} \times 256^2 = 376,832 \text{ m}^3/\text{h}.$$

#### 5.- Determinación de las características principales de las bombas contra incendios.

##### 5.1.- Número de bombas.

De acuerdo con las exigencias reglamentarias, se instalarán 2 bombas principales contra incendios.

##### 5.2.- Capacidad unitaria.

###### 5.2.1.- Primer criterio de dimensionamiento.

De acuerdo con este criterio, la capacidad unitaria de las bombas principales de contra incendios se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_{bci} = 3,8 \times 10^{-3} \times D_{cs}^2$$



## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

Siendo:

$Q_{bci}$  = Capacidad unitaria de las Bombas de Contraincendios, expresada en  $m^3/h$ .

$D_{cs}$  = Diámetro del colector principal de sentinas, expresado en mm.

Aplicando la expresión anterior resulta:

$$Q_{bci} = 3,8 \times 10^{-3} \times D_{cs}^2 = 3,8 \times 10^{-3} \times 256^2 = \mathbf{249 \text{ m}^3/h}.$$

## 5.2.2.- Segundo criterio de dimensionamiento.

El reglamento del Germanischer Lloyd requiere, además que cada una de las bombas de C.I. sea capaz de suministrar un caudal suficiente para alimentar, como mínimo, 2 mangueras de contraincendios provistas de la mayor de las boquillas utilizadas a bordo.

El caudal descargado por una manguera de contraincendios puede ser determinado mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$q_m = 0,039 \times d^2 \times \sqrt{p}$$

Siendo:

$q_m$  = Caudal descargado por una manguera de contraincendios, expresado en  $m^3/h$ .

$d$  = Diámetro de la boquilla, expresado en mm.

$P$  = Presión manométrica existente en la boca contraincendios, expresado en  $Kg/cm^2$ .

De acuerdo con las prescripciones reglamentarias, se adoptarán los valores que se especifican a continuación:

$$d = 19 \text{ mm (3/4")}$$

$$p = 2,8 \text{ Kg/cm}^2$$

Aplicando la expresión antes citada, resulta:

$$q_m = 0,039 \times d^2 \times \sqrt{p} = 0,039 \times 19^2 \times \sqrt{2,8} = \mathbf{23,54 \text{ m}^3/h}$$

Por consiguiente, el caudal descargado por 2 mangueras con boquillas de 19 mm (3/4") será:

$$2q_m = 2 \times 23,54 = \mathbf{47,08 \text{ m}^3/h}$$



## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

## 5.2.3.- Tercer criterio de dimensionamiento.

Sin embargo y de acuerdo con las exigencias reglamentarias, en los buques de carga, no resulta necesario que la capacidad total de las bombas principales contraincendios (excluida, por tanto la/s Bombas/s de emergencia) exceda la cifra de **180 m<sup>3</sup>/h**.

Por lo tanto, para cumplimentar los requisitos reglamentarios no resulta necesario que el caudal unitario de las 2 bombas principales de contraincendios sea superior a 90 m<sup>3</sup>/h.

Teniendo en cuenta los tres criterios de dimensionamiento anteriormente mencionados, y adoptando un razonable margen de seguridad adoptaremos el siguiente caudal unitario:

$$Q_{bci} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$$

## 5.3.- Altura Total Manométrica.

Los datos del cálculo de la altura manométrica se detallan a continuación en la **tabla 24**.

**Tabla 24.** Cálculo de la altura manométrica.

Cálculo de la Altura Manométrica		
Presión de alimentación de las bocas C.I.	(Kg/cm <sup>2</sup> )	2,8
Altura geométrica	(Kg/cm <sup>2</sup> )	4,0
Pérdidas de carga(estimadas)	(Kg/cm <sup>2</sup> )	1,2
<b>Altura total manométrica de las bombas (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>		<b>8,0</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

6.- Elección del tipo de Bomba Principal de Contraincendios.

Las bombas serán de tipo centrífugo y estarán accionadas por motores eléctricos trifásicos alimentados mediante una red eléctrica de las siguientes características:

Tensión            440 V

Frecuencia        60 Hz

Para la selección del tipo de bomba utilizaremos el diagrama de elección que se adjunta a continuación. Dicho diagrama se ha extraído del catálogo de bombas del fabricante italiano "GARBARINO".



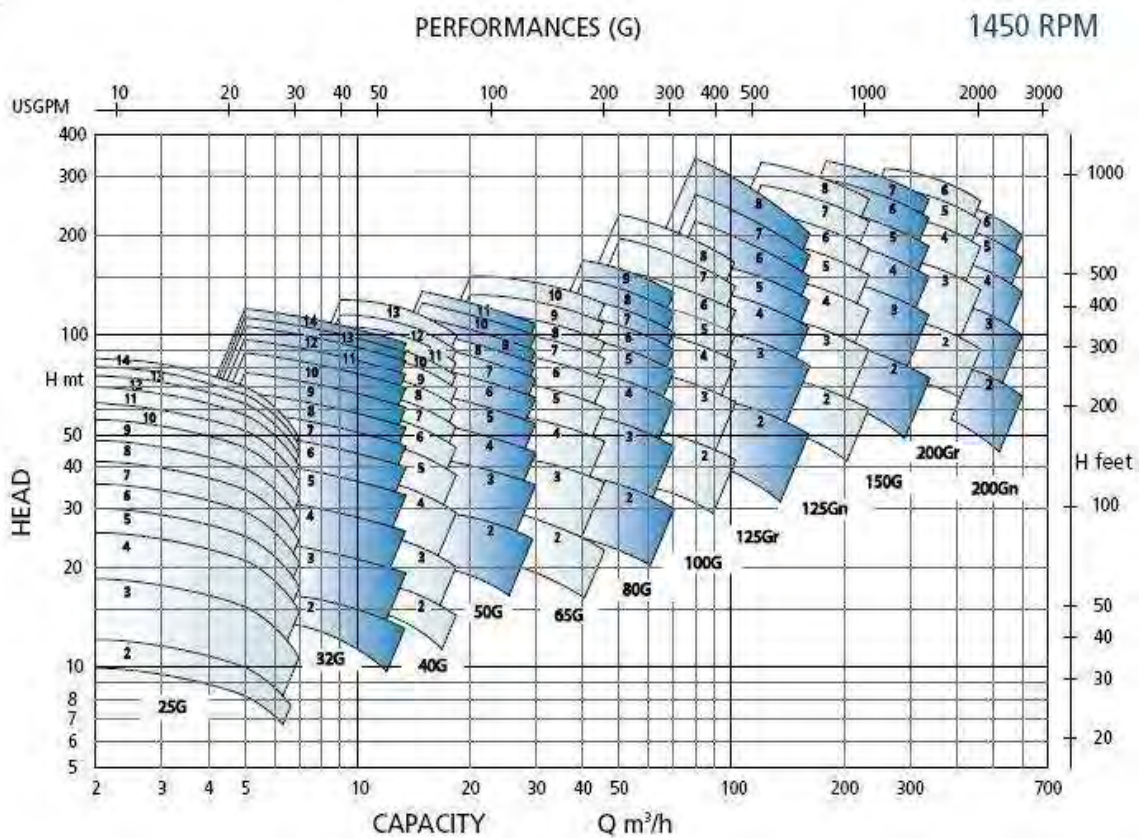
CÁLCULOS

APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

Entrando en el diagrama mostrado en la **figura 49** con un caudal  $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura geométrica  $H = 80 \text{ m.c.a.}$  se deduce que el tipo de bomba recomendado queda definido de la siguiente forma:

SERIE            G  
 RPM            1450(f = 60 Hz)  
 MODELO        125Gr

**Figura 49.** Diagrama del fabricante para la elección del modelo de bomba.



**Fuente:** Catálogo de bombas del fabricante italiano "GARBARINO".



### 7.- Estimación de la Potencia del Motor de cada Bomba.

Para estimar la potencia requerida en el eje de la bomba aplicaremos la siguiente fórmula:

$$P_{\text{eje}} = \frac{\rho \times Q \times H}{3600 \times r \times 75}$$

Siendo:

$P_{\text{eje}}$  = Potencia requerida en el eje de la bomba, expresada en CV.

$\rho$  = Densidad del fluido, expresado en Kg/m<sup>3</sup>.

$Q$  = Caudal de la bomba, expresado en m<sup>3</sup>/h.

$H$  = Altura manométrica de la bomba, expresada en m.c.a

$r$  = Rendimiento de la bomba.

Estimando un rendimiento de la bomba  $r = 0,75$ , y aplicando dicha fórmula, resulta:

$$P_{\text{eje}} = \frac{\rho \times Q \times H}{3600 \times r \times 75} = \frac{1025 \times 100 \times 80}{3600 \times 0,75 \times 75} = 40,56 \text{ CV}$$

### 8.- Potencia del motor eléctrico.

Estimando un rendimiento del motor eléctrico  $r_m = 0,95$ , y adoptando un coeficiente de seguridad  $CS = 1,1$  resulta:

$$P_{\text{me}} = 50,0 \text{ CV} = \mathbf{36,8 \text{ Kw}}$$



### 8.1.- Especificación técnica de demanda de las electrobombas principales.

En la **tabla 25** que se adjunta a continuación, se especifican las características principales de las bombas del sistema general contraincendios.

**Tabla 25.** Características de las bombas principales

CARACTERISTICAS DE LAS ELECTRO-BOMBAS PRINCIPALES	
Número de bombas	2
Tipo de fluido	Agua salada
Servicio	Sistema contraincendios
Tipo de bomba	Centrifuga- Vertical
Tipo	Vertical
Capacidad Unitaria Mínima	100 m <sup>3</sup> /h
Altura manométrica	80 m.c.a
Tipo de accionamiento	Motor eléctrico
Tensión	440 V
Frecuencia	60 Hz
Número de fases	3
Sociedad de Clasificación	Germanisher Lloyd's

**Fuente:** Elaboración propia.

### 9.- Consideraciones relativas a las Bombas de Contraincendios de Emergencia.

A continuación se incluyen algunos comentarios que enfatizan la importancia que las Sociedades de Clasificación atribuyen a las bombas de C.I de emergencia.

Las bombas de contraincendios de emergencia deben ser "autocebadas".

Los equipos de suministro de agua y energía requeridos para el funcionamiento de las bombas de emergencia deben ser independientes de los espacios en los que se encuentren instaladas las bombas principales. Por lo tanto, los cables eléctricos que alimentan las bombas de emergencia no deben pasar por los espacios de máquinas en los que se instalen las bombas principales, sus motores de accionamiento o sus fuentes de energía.

En el caso de que los cables eléctricos alimentadores de las bombas de emergencia atraviesen áreas de alto riesgo de incendio, dichos cables deberán ser de tipo resistente al fuego aprobado.





## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

En el supuesto de que las bombas de contraincendios de emergencia estén accionadas por máquinas de combustión interna (motor diesel o turbina de gas), se deberán cumplimentar los requisitos siguientes:

- La cantidad de combustible destinada al accionamiento de las bombas de emergencia debe ser suficiente para la operación de las mismas durante un tiempo no inferior a 18 horas.
- El tanque de servicio de combustible debe contener suficiente combustible para asegurar, sin proceder al relleno del mismo, el funcionamiento de la bomba durante al menos 6 horas.

Los espacios en los que se instalen las bombas de emergencia, y sus máquinas de accionamiento, no deben ser directamente adyacentes a ninguno de los siguientes espacios:

- Espacios en los que se encuentre instaladas las bombas principales.
- Espacios de categoría A-9.

En el supuesto de que no resultase factible la cumplimentación del requisito anterior, se deberán cumplimentar las prescripciones siguientes:

- La división entre los espacios afectados debe estar constituida por 1 mamparo como máximo.
- Dicho mamparo debe ser construido con los requerimientos de aislamiento exigidos a las “estaciones de control”.
- Los “nichos” (“recesos”) deben ser reducidos al mínimo posible.
- Las puertas que comunican los espacios adyacentes deben estar provistas de “Airlocks”.
- Las puertas hacia los espacios de máquinas deben ser del tipo A-60.

Las bombas de emergencia deben ser instaladas de forma adecuada para asegurar su capacidad de suministrar los caudales y presiones prescritos, en todas las condiciones de escora, asiento, balance y cabeceo que pueda encontrarse el buque durante su periodo de explotación.

En el caso de que las bombas de emergencia sean instaladas por encima de la flotación correspondiente a las condiciones de “buque en rosca” el NPSH de la bomba debe ser menor, en 1 metro aproximadamente, al NPSH disponible. Es decir:

$$\text{NPSH}_{\text{requerido}} < \text{NPSH}_{\text{disponible}} - 1 \text{ m.c.a}$$

Las tomas de mar de las bombas de emergencia deben estar situadas en la cota más baja posible.



## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

Las tuberías de aspiración y descarga de las bombas de contraincendios de emergencia, así como las propias bombas, deben estar dispuestas en lugares situados fuera de los espacios en los que estén instaladas las bombas principales.

Las válvulas correspondientes a las tomas de mar deben estar permanentemente abiertas, y deben estar provistas de rótulos apropiados, tales como:

*“La válvula debe permanecer siempre abierta”.*

Como alternativa, puede aceptarse que las válvulas se mantengan cerradas cuando estas sean operadas desde posiciones próximas a las bombas o, en el caso de bombas teleoperadas, desde los controles remotos de las mismas.

En el caso de que el espacio en el que se encuentran instaladas las bombas principales este protegido por un sistema fijo de rociadores, la bomba de emergencia debe ser dimensionada para suministrar este caudal adicional.

## **10.- Determinación de las características de la bomba de contraincendios de emergencia.**

### **10.1.- Número de bombas.**

De acuerdo con las exigencias reglamentarias, se instalará 1 bomba de contraincendios de emergencia.

### **10.2.- Capacidad unitaria.**

#### **10.2.1.- Primer criterio de dimensionamiento.**

De acuerdo con las exigencias reglamentarias, la bomba de contraincendios de emergencia deberá ser capaz de suministrar, como mínimo, un caudal igual al 40% de la capacidad total especificada de las bombas principales.

Por tanto la capacidad mínima de la bomba dicha bomba será la que se deduce a continuación:

$$Q_{be} = 0,4 \times 180 = 72 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### **10.2.2.- Segundo criterio de dimensionamiento.**

El reglamento del Germanischer Lloyd requiere, además que cada una de las bombas contraincendios sea capaz de suministrar un caudal suficiente para alimentar, como mínimo 2 mangueras de contraincendios provistas de la mayor de las boquillas utilizadas a bordo.

El caudal descargado por una manguera de contraincendios puede ser determinado mediante la aplicación de la siguiente fórmula:



## CÁLCULOS

## APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

$$q_m = 0,039 d^2 \sqrt{p}$$

Siendo:

$q_m$  = Caudal descargado por una manguera de contraincendios, expresado en  $m^3/h$ .

$d$  = Diámetro de la boquilla, expresado en mm.

$P$  = Presión manométrica existente en la boca de contraincendios, expresado en  $Kg/cm^2$ .

Adoptaremos, de acuerdo con las prescripciones reglamentarias, los valores que se especifican a continuación:

- $d = 19 \text{ mm (3/4")}$
- $p = 2,8 \text{ Kg/cm}^2$

Aplicando la expresión anteriormente citada resulta:

$$q_m = 0,039 d^2 \sqrt{p} = 0,039 \times 19^2 \sqrt{2,8} = 23,54 \text{ m}^3/h$$

Por consiguiente, el caudal descargado por dos mangueras con boquillas de 19 mm (3/4") será:

$$2 q_m = 2 \times 23,54 = 47,8 \text{ m}^3/h$$

Teniendo en cuenta los dos criterios de dimensionamiento anteriormente mencionados, y con el fin de unificar los caudales de todas las bombas del sistema general de contraincendios adoptaremos el siguiente caudal unitario:

$$Q_{be} = 50 \text{ m}^3/h$$



### 10.3.- Altura total manométrica.

Los datos del cálculo de la altura manométrica se detallan a continuación en la **tabla 26**.

**Tabla 26.** Cálculo de la altura manométrica.

Cálculo de la Altura Manométrica		
Presión de alimentación de las bocas C.I.	(Kg/cm <sup>2</sup> )	2,8
Altura geométrica	(Kg/cm <sup>2</sup> )	4,0
Pérdidas de carga(estimadas)	(Kg/cm <sup>2</sup> )	1,2
<b>Altura total manométrica de las bombas (Kg/cm<sup>2</sup>)</b>		<b>8,0</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

### 11.- Elección del tipo de bomba contraincendios de emergencia.

Por razones de estandarización se ha considerado conveniente seleccionar una bomba de las mismas características que las bombas principales de contraincendios.

Esta unificación presenta las ventajas que se mencionan a continuación:

- Incrementa la seguridad del buque.
- Simplifica la gestión del mantenimiento (adquisición de respetos).

### 12.- Alimentación eléctrica de la bomba de contraincendios de emergencia.

La bomba de contraincendios de emergencia será alimentada desde los cuadros eléctricos siguientes:

- Cuadro principal.
- Cuadro de emergencia.

### 13.- Colector del sistema general de contraincendios.

La sección interior del colector del sistema general de contraincendios se determina mediante la aplicación de la siguiente expresión:

$$S = \frac{Q}{V}$$



CÁLCULOS

APARTADO 4: Cálculos relativos al sistema general de contraincendios

Siendo:

S = Sección interior del colector, expresada en m.

Q = Caudal, expresado en m<sup>3</sup>/h.

V = velocidad máxima admisible del fluido, expresada en m/s.

Sustituyendo en la ecuación anterior, se obtiene una sección de:

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{100}{3 \times 3600} = 9,26 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Luego el diámetro del colector será de:

$$S = \frac{\pi \times D_i^2}{4}; D_i = 0,1086 \text{ m} = \mathbf{108,6 \text{ mm}}$$

**14.- Selección de la tubería normalizada.**

Utilizando las tablas de tuberías normalizadas resultan los siguientes diámetros comerciales los cuales se resumen en la **tabla 27** que se muestra a continuación.

**Tabla 27.** Diámetro nominal para cada tramo de tubería.

TRAMO DE TUBERIA	CAUDAL(m <sup>3</sup> /h)	DIAMETRO DN(mm)
Colector de aspiración	100	150
Colector general de descarga	100	150
Colectores a cubiertas de superestructura	48	80
Ramales de alimentación a bocas C.I	24	50

**Fuente:** Elaboración propia.

**15.- Tratamiento anticorrosivo.**

Las superficies interiores de las tuberías del sistema general de contraincendios serán galvanizadas.

Las superficies externas de las tuberías antes citadas estarán provistas de un tratamiento anticorrosivo similar al de las tuberías circundantes.



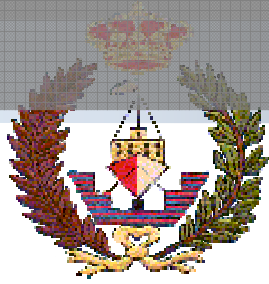
### 16.- Válvulas.

En la red de tuberías del sistema general de contraincendios se instalarán los siguientes tipos de válvulas descritos en la **tabla 28**:

**Tabla 28.** Tipo de válvula y material de la misma para cada tramo de tubería.

TRAMO	TIPO DE VÁLVULA	MATERIALES	
		CUERPO	GUARNICIONES
Colector de aspiración bombas	Mariposa	Bronce	Acero Inox.
Colector de descarga bombas	Cierre y Retención	Bronce	Bronce
Colectores de cubiertas	Globo	Bronce	Bronce
Ramales de bocas contraincendios	Globo	Bronce	Bronce

**Fuente:** Germanischer Lloyd.



# CAPÍTULO 6



# PRESUPUESTO



## 1.- Introducción.

En la industria de la construcción naval, las tareas relacionadas con la elaboración de los presupuestos son de extraordinaria importancia por las razones que se exponen a continuación:

- Una estimación **excesivamente alta** del coste puede imposibilitar al Astillero la contratación del buque, o a la empresa auxiliar la venta de sus productos.
- Una estimación **excesivamente baja** del coste puede dar lugar a importantes pérdidas financieras, que en ocasiones, podrían situar a las empresas anteriormente citadas en situaciones de posible bancarrota.

Por tanto el proceso de estimación de costes debe realizarse con el mayor rigor y la mayor exactitud posibles, reduciendo al mínimo factible, las incertidumbres inherentes a este proceso.

A estos efectos resulta estrictamente necesario disponer de la suficiente información técnica y económica. Por desgracia no resulta nada fácil la obtención de dicha información con el nivel de detalle requerido. La elaboración de un presupuesto constituye, pues, una tarea compleja que obliga a los responsables de la misma a la superación de una serie de obstáculos, entre los cuales, se destacan los siguientes:

- Falta de información técnica adecuada como consecuencia de un grado insuficiente de desarrollo del proyecto.
- Falta de información económica actualizada por parte de los suministradores y subcontratistas.
- Incertidumbres en la evolución de los precios de los materiales y de los costes de mano de obra.
- Participación necesaria, o conveniente de varios departamentos (técnico, compras, administrativo, producción, etc.) y empresas auxiliares.
- Secretismo, deficientes canales de comunicación etc.

Es conocido, que una estimación rigurosa de los sistemas objeto de estudio en el presente proyecto, requiere una mayor definición técnica de los mismos, y una información de precios, por parte de suministradores actualizada y fiable

Sin embargo se ha considerado conveniente realizar una estimación del coste correspondiente a cada uno de los sistemas, las cuales se incluyen a continuación:





## 2.- Presupuesto Sistema de Lastre.

### 2.1.- Materiales.

**Tabla 34.** Materiales para tubos rectos \*.

ORDEN	DIÁMETRO NOMINAL	LONGITUD DE TUBEÍA (m)	LONGITUD DE TUBERÍA( 110%L)	PRECIO TUBERÍA €/m	IMPORTE €
1	150	100	110	15,65	1.721,50
	150 (GRP)	350	380	13,41	5.164,50
	200	5	5,5	40,50	222,75
	300	48	52,8	74,42	3.929,38
	500	15	16,5	123,26	2.033,79
	600	35	38,5	150,83	5.806,96
	700	16	17,60	170,25	2.996,40
	850	320	352	197,33	69.460,16
<b>TOTAL 1</b>					<b>91.335,44</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

Se ha considerado un aumento del 10% en la longitud de tubería teórica, debido a los sobrantes y restos inservibles en la elaboración \*.

**Tabla 35.** Válvulas de mariposa y de retención.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €
2	Válvulas de mariposa	150	15	81,24	1218,6
		300	15	124,78	1871,7
		450	8	340,65	2725,2
		500	2	550,35	1100,7
		600	8	797,56	6380,48
		700	4	1257,45	5029,8
				<b>TOTAL 2</b>	<b>18.330,48</b>
3	Válvulas de retención y cierre	200	1	306,50	306,50
				<b>TOTAL 3</b>	<b>306,50</b>

**Fuente:** Elaboración propia.



Tabla 36. Orden 4-12.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €
4	Válvulas de compuerta	700	2	1250,35	2500,7
				<b>TOTAL 4</b>	<b>2.500,7</b>
5	Curvas de 90°	150	15	143,99	2159,85
		300	1	325,90	325,90
		450	9	510,15	4081,2
		600	8	668,84	5350,72
				<b>TOTAL 5</b>	<b>12.427,82</b>
6	Reducciones	300-200	1	15,50	15,50
		500-300	2	31,17	62,34
		600-300	2	48,30	96,60
				<b>TOTAL 6</b>	<b>174,44</b>
7	Soportes	150	10	9,51	95,10
		600	2	22,65	45,3
		700	2	25,85	51,7
				<b>TOTAL 7</b>	<b>192,10</b>
8	Bombas de lastre		2	11.553	11.553
				<b>TOTAL 8</b>	<b>23.106</b>
9	Eyector de lastre		1	1.159	1.159
				<b>TOTAL 9</b>	<b>1.159</b>
10	Tornillería (Tornillos, Tuercas, Arandelas, etc.)				5.850
				<b>TOTAL 10</b>	<b>5.850</b>
11	Juntas				2.026
				<b>TOTAL 11</b>	<b>2.026</b>
12	Varios (en esta partida se engloban accesorios no relacionados anteriormente)				15.000
				<b>TOTAL 12</b>	<b>15.000</b>
<b>IMPORTE TOTAL DE MATERIALES</b>				<b>Σ TOTALES</b>	<b>172.408,48</b>

Fuente: Elaboración propia.



## 2.2.- Valoración de la mano de obra.

El valor del precio para la mano de obra directa se estima en **27 €/hora**.

## 2.3.- Elaboración de tuberías.

Las horas invertidas en la elaboración de tuberías se obtienen mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Horas} = \text{ratio (horas/ tubo)} \times \text{contenido paramétrico (Nº de tubos)}$$

Para la elaboración del presupuesto de esta partida se tomarán los siguientes valores de ratio de elaboración:

- Tubos de 150 DN a 300 DN = 2,5 horas/tubo.
- Tubos de 350 a 800 DN = 4,5 horas/ tubo.

El número total es de tubos es de 390 tubos, ya que los indicados en los esquemas, se han tenido que dividir en tramos por motivos constructivos y de facilidad de montaje a bordo.

- Tubos < 350 DN = 170 Tubos.
- Tubos > 350 DN = 220 Tubos

Si se sustituyen estos datos en la formula anterior, tenemos:

$$\text{Horas} = (170 \text{ Tubos} \times 2,5 \text{ horas/tubo}) + (220 \text{ Tubos} \times 4,5 \text{ horas/tubo}) = \mathbf{1.415 \text{ horas.}}$$

$$\text{Coste total para la elaboración de tuberías} = 27 \text{ €/hora} \times 1415 \text{ horas} = \mathbf{3.8205 \text{ €}}$$

## 2.4.- Prueba hidráulica de tuberías.

Se considera que para montar, probar y demostrar todos los tubos en el taller se empleará un total de **150 horas**.

$$\text{Coste total pruebas hidráulicas de tuberías} = 27 \text{ €/hora} \times 150 \text{ horas} = \mathbf{4.050 \text{ €}}$$

## 2.5.- Montaje a bordo de tuberías.

Para la elaboración del presupuesto de esta partida se tomaran los siguientes valores de ratios de montaje:

- Tubos de 150 DN a 300 DN = 1,5 horas/tubo.
- Tubos de 350 a 800 DN = 2,5 horas/ tubo.

$$\text{Horas} = (170 \text{ Tubos} \times 1,5 \text{ horas/tubo}) + (220 \text{ Tubos} \times 2,5 \text{ horas/tubo}) = \mathbf{805 \text{ horas.}}$$

$$\text{Coste total para la elaboración de tuberías} = 27 \text{ €/hora} \times 805 \text{ horas} = \mathbf{2.173,50 \text{ €}}$$



## 2.6.- Montaje de las bombas y eyector de lastre.

El tiempo de montaje de las 2 bombas de lastre y del eyector, se estima en 25 horas por cada bomba y 8 para el eyector. Por lo que tenemos un total de **58 horas**.

**Coste total para la elaboración de tuberías = 27 €/hora x 58 horas = 1.556 €**

## 2.7.- Coste de la mano de obra.

**Tabla 37.** Importe total mano de obra.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Elaboración de tuberías	38.205
2	Prueba hidráulica de tuberías	4.050
3	Montaje a bordo de tuberías	2.173,50
4	Montaje de las bombas y eyector de lastre	1.556

<b>IMPORTE TOTAL MANO DE OBRA</b>	<b>45.454,5</b>
-----------------------------------	-----------------

*Fuente:* Elaboración propia.

## 2.8.- Importe total Sistema de Lastre.

**Tabla 38.** Importe total Sistema de Lastre.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Materiales	172.408,48
2	Mano de obra	45.454,5
3	Total (IVA no incluido)	216.862,98
4	IVA (16%)	34.698,07

<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO)</b>	<b>251.561,05</b>
<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO): Doscientos cincuenta y un mil quinientos sesenta y un Euros con cinco Céntimos</b>	

*Fuente:* Elaboración propia.



### 3.- Presupuesto Sistema de Sentinas.

#### 3.1.- Materiales.

**Tabla 39.** Materiales para tubos rectos \*.

ORDEN	DIÁMETRO NOMINAL	LONGITUD DE TUBEÍA (m)	LONGITUD DE TUBERÍA( 110%L)	PRECIO TUBERÍA €/m	IMPORTE €
1	125	200	220	12,35	2.717
	150	30	33	15,65	516,45
	250	450	495	60,48	30.096
	300	5	5,5	74,42	409,31
	Tramos de tuberías de distintos diámetros para uniones entre líneas, conexión con separador de sentinas etc.				
<b>TOTAL 1</b>					<b>35.738,76</b>

**Fuente:** Elaboración propia.

Se ha considerado un aumento del 10% en la longitud de tubería teórica, debido a los sobrantes y restos inservibles en la elaboración \*.

**Tabla 40.** Válvulas de mariposa.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €
2	Válvulas de mariposa	125	30	75,30	2.259
		150	6	81,24	478,44
		250	5	108,90	544,50
		300	5	124,78	623,90
		Válvulas de distintos diámetros para líneas de C.M, conexión con separador de sentinas etc.			
<b>TOTAL 2</b>					<b>4.705,84</b>

**Fuente:** Elaboración propia.



Tabla 41. Orden 3-12.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €
3	Válvulas de retención y cierre	125	10	254,35	2.543,50
		150	12	358,40	4.300,80
		250	5	270,89	1.354,45
		Válvulas de distintos diámetros para líneas de C.M, conexión con separador de sentinas etc.			
				<b>TOTAL 3</b>	<b>9.198,75</b>
4	Curvas de 90º	125	8	103,45	827,60
		150	10	143,99	1.439,90
		250	25	270,50	6.762,5
		Curvas de distintos diámetros para líneas de C.M, conexión con separador de sentinas etc.			
				<b>TOTAL 4</b>	<b>10.030</b>
5	Reducciones	250-125	1	15,50	15,50
		300-150	2	31,17	62,34
				<b>TOTAL 5</b>	<b>77,84</b>
6	Soportes	250	10	13,51	135,10
		Soportes de distintos diámetros para líneas de C.M, conexión con separador de sentinas etc.			
				<b>TOTAL 6</b>	<b>435,10</b>
7	Bombas de sentinas( al ser las mismas que para C.I se incluyen en la partida de C.I)				
				<b>TOTAL 7</b>	<b>0</b>
8	Eyector de sentinas		1	1.159	1.159
				<b>TOTAL 8</b>	<b>1.159</b>
9	Tornillería (Tornillos, Tuercas, Arandelas, etc.)				8.650
				<b>TOTAL 9</b>	<b>8.650</b>



10	Juntas		3.110
		<b>TOTAL 10</b>	<b>3.110</b>
11	Varios (en esta partida se engloban accesorios no relacionados anteriormente)		15.000
		<b>TOTAL 11</b>	<b>15.000</b>
12	Separador de Sentina (Modelo "Turbulo MPB", Fabricante "Blohm + Voss")		15.000
		<b>TOTAL 12</b>	<b>15.000</b>
<b>IMPORTE TOTAL DE MATERIALES</b>			<b>Σ TOTALES 103.105,29</b>

*Fuente:* Elaboración propia.

### 3.2.- Valoración de la mano de obra.

El valor del precio para la mano de obra directa se estima en **27 €/hora**.

### 3.3.- Coste de la mano de obra.

Con el fin de no repetir las fórmulas y supuestos para el cálculo de los coste de mano de obra, tal y como se hizo en los apartados 2.3, 2.4, 2.6 y 2.7 (del presente capítulo), se ha optado por presentar una tabla resumen de los datos, que previamente se han calculado del mismo modo que para el sistema anterior.

**Tabla 42.** Importe total mano de obra.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Elaboración de tuberías	50.205
2	Prueba hidráulica de tuberías	5.050
3	Montaje a bordo de tuberías	3.573,50
4	Montaje eyector de lastre (el montaje de las bombas de sentinas, se incluye en el apartado de C.I)	550
5	Montaje separador de sentinas	1.556
<b>IMPORTE TOTAL MANO DE OBRA</b>		<b>60.934,5</b>

*Fuente:* Elaboración propia.



### 3.4.- Importe total Sistema de Sentina.

**Tabla 43.** Importe total Sistema de Sentina.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Materiales	103.105,29
2	Mano de obra	60.934,5
3	Total (IVA no incluido)	164.039,79
4	IVA (16%)	26.246,37

<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO)</b>	<b>190.286,16</b>
<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO): Ciento noventa mil doscientos ochenta y seis Euros con dieciséis Céntimos</b>	

*Fuente:* Elaboración propia.

### 4.- Presupuesto Sistema de Contraincendios.

#### 4.1.- Materiales.

**Tabla 44.** Materiales para tubos rectos<sup>\*</sup>.

ORDEN	DIÁMETRO NOMINAL	LONGITUD DE TUBEÍA (m)	LONGITUD DE TUBERÍA( 110%L)	PRECIO TUBERÍA €/m	IMPORTE €
1	50	200	220	10,95	2.409
	80	200	220	12,30	2.706
	150	400	440	15,65	6.886
	Tubos rectos de varias medidas y dinámetros				
				<b>TOTAL 1</b>	<b>14.001</b>

*Fuente:* Elaboración propia.

Se ha considerado un aumento del 10% en la longitud de tubería teórica, debido a los sobrantes y restos inservibles en la elaboración<sup>\*</sup>.





Tabla 45. Orden 2-15.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €	
2	Válvulas de mariposa	50	12	70,39	844,64	
		80	12	75,48	905,76	
		150	30	81,24	2.437,2	
		Válvulas de distintos diámetros				1.500
		<b>TOTAL 2</b>				<b>5.687,64</b>
3	Válvulas de retención y cierre	50	8	270,50	2.164	
		80	8	3001,60	2.412,80	
		150	10	358,40	3.584	
		Válvulas de distintos diámetros				1.500
		<b>TOTAL 3</b>				<b>9.660,80</b>
4	Curvas de 90º	50	8	103,45	827,60	
		80	10	120,60	1.260	
		150	25	143,99	3599,75	
		Curvas de distintos diámetros.				1.000
		<b>TOTAL 4</b>				<b>6.687,35</b>
5	Reducciones	150-50	4	15,50	62	
		300-150	8	31,17	249,36	
		<b>TOTAL 5</b>				<b>311,36</b>
6	Soportes	150	10	11,51	115,10	
		Soportes de distintos diámetros				500
		<b>TOTAL 6</b>				<b>615,10</b>
7	Bombas de C.I.		2	9.500	19.000	
<b>TOTAL 7</b>				<b>19.000</b>		
8	Bombas de C.I. de Emergencia		1		7.000	
<b>TOTAL 8</b>				<b>7.000</b>		
9	Tornillería (Tornillos, Tuercas, Arandelas, etc.)				10.450	
		<b>TOTAL 9</b>				<b>10.450</b>



10	Juntas			4.200
			<b>TOTAL 10</b>	<b>4.200</b>
11	Varios (en esta partida se engloban accesorios no relacionados anteriormente)			18.00
			<b>TOTAL 11</b>	<b>18.000</b>
12	Válvulas de globo (acero inox.)	15	585,59	8.783,85
			<b>TOTAL 12</b>	<b>8.783,85</b>
13	Válvula de conexión a manguera	51	180	9.180
			<b>TOTAL 12</b>	<b>9.180</b>
14	Válvula de seguridad	2	250	500
			<b>TOTAL 12</b>	<b>500</b>
15	Conexiones internacionales a tierra	2	500	1.000
			<b>TOTAL 12</b>	<b>1.000</b>
<b>IMPORTE TOTAL DE MATERIALES</b>			<b>Σ TOTALES</b>	<b>116.577,10</b>

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.2.- Valoración de la mano de obra.

El valor del precio para la mano de obra directa se estima en **27 €/hora**.

#### 4.3.- Coste de la mano de obra.

Con el fin de no repetir las fórmulas y supuestos para el cálculo de los coste de mano de obra, tal y como se hizo en los apartados 1.3, 1.4, 1.6 y 1.7 (del presente capítulo), se ha optado por presentar una tabla resumen de los datos, que previamente se han calculado del mismo modo que para el sistema anterior.

Tabla 46. Importe total mano de obra.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Elaboración de tuberías	30.669
2	Prueba hidráulica de tuberías	20.500
3	Montaje a bordo de tuberías	9.983,50
4	Montaje bombas C.I. y Emergencia	2.200
5	Montaje Varios	10.000
<b>IMPORTE TOTAL MANO DE OBRA</b>		<b>73.352,50</b>

Fuente: Elaboración propia.



#### 4.4.- Importe total Sistema de Contraincendios.

**Tabla 47.** Importe total Sistema de Contraincendios.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Materiales	116.577,10
2	Mano de obra	73.352,50
3	Total (IVA no incluido)	189.929,60
4	IVA (16%)	30.388,74

<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO)</b>	<b>220.318,34</b>
<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO): Doscientos veinte mil trescientos dieciocho Euros con treinta y cuatro Céntimos</b>	

*Fuente:* Elaboración propia.

#### 5.- Presupuesto Sistema de Ventilación y Sonda.

El sistema de ventilación y sonda, está constituido básicamente por conductos fabricados mediante tubos de acero, incluyendo además los ventiladores encargados de proporcionar la ventilación adecuada a las bodegas de carga.

A continuación se detallan los materiales necesarios para elaborar dichos sistemas.

##### 5.1.- Materiales.

**Tabla 48.** Materiales para tubos rectos<sup>\*</sup>.

ORDEN	DIÁMETRO NOMINAL	LONGITUD DE TUBEÍA (m)	LONGITUD DE TUBERÍA( 110%L)	PRECIO TUBERÍA €/m	IMPORTE €
1	50 (para tuberías de aireación y sonda)	600	660	10,95	7.227,70
<b>TOTAL 1</b>					<b>7.227,70</b>

*Fuente:* Elaboración propia.

*Se ha considerado un aumento del 10% en la longitud de tubería teórica, debido a los sobrantes y restos inservibles en la elaboración<sup>\*</sup>.*



**Tabla 49.** Orden 2-4.

ORDEN	CONCEPTO	DIÁMETRO NOMINAL	Nº	COSTE UNITARIO €	IMPORTE €
2	Ventiladores para bodegas de carga		18	1.500	27.000
				<b>TOTAL 3</b>	<b>27.000</b>
3	Cuellos de cisne con válvula	50	16	550,60	8.809,60
		250	26	725,86	18.872,36
				<b>TOTAL 2</b>	<b>27.681,96</b>
4	Tapas para sondas (tapón acero inoxidable)	50	20	250	5.000
				<b>TOTAL 3</b>	<b>5.000</b>
<b>IMPORTE TOTAL DE MATERIALES</b>				<b>Σ TOTALES</b>	<b>66.909,66</b>

*Fuente:* Elaboración propia.

### 5.2.- Valoración de la mano de obra.

El valor del precio para la mano de obra directa se estima en **27 €/hora**.

### 5.3.- Coste de la mano de obra.

Con el fin de no repetir las fórmulas y supuestos para el cálculo de los coste de mano de obra, tal y como se hizo en los apartados 1.3, 1.4, 1.6 y 1.7 (del presente capítulo), se ha optado por presentar una tabla resumen de los datos, que previamente se han calculado del mismo modo que para el sistema anterior.

**Tabla 50.** Importe total mano de obra.

ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Elaboración de tuberías	28.656
2	Prueba hidráulica de tuberías	18.500
3	Montaje a bordo de tuberías	7.353,50
4	Montaje de Ventiladores	2.200
5	Montaje Varios	10.000
<b>IMPORTE TOTAL MANO DE OBRA</b>		<b>162.275,16</b>

*Fuente:* Elaboración propia.



#### 5.4.- Importe total Sistema de Ventilación y Sonda.

**Tabla 51.** Importe total Sistema de Ventilación y Sonda.

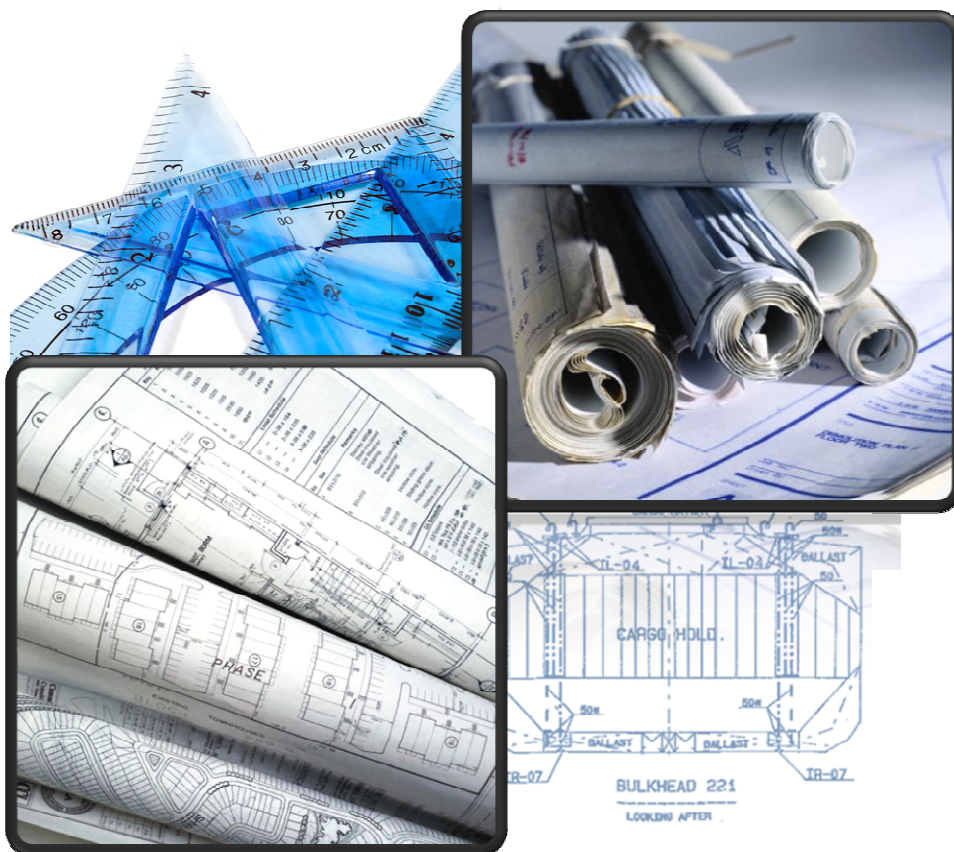
ORDEN	DESCRIPCIÓN	IMPORTE
1	Materiales	66.909,66
2	Mano de obra	162.275,16
3	Total (IVA no incluido)	229.184,82
4	IVA (16%)	36.669,57

<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO)</b>	<b>265.854,39</b>
<b>TOTAL EJECUCIÓN (IVA INCLUIDO): Doscientos sesenta y cinco mil, ochocientos cincuenta y cuatro Euros con cincuenta y siete Céntimos</b>	

*Fuente:* Elaboración propia.



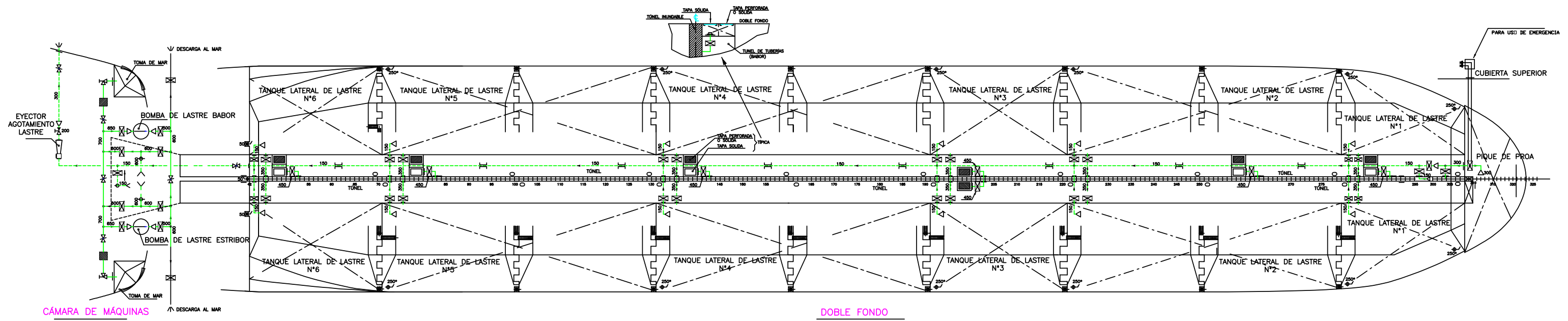
# CAPÍTULO 7



# ESQUEMAS

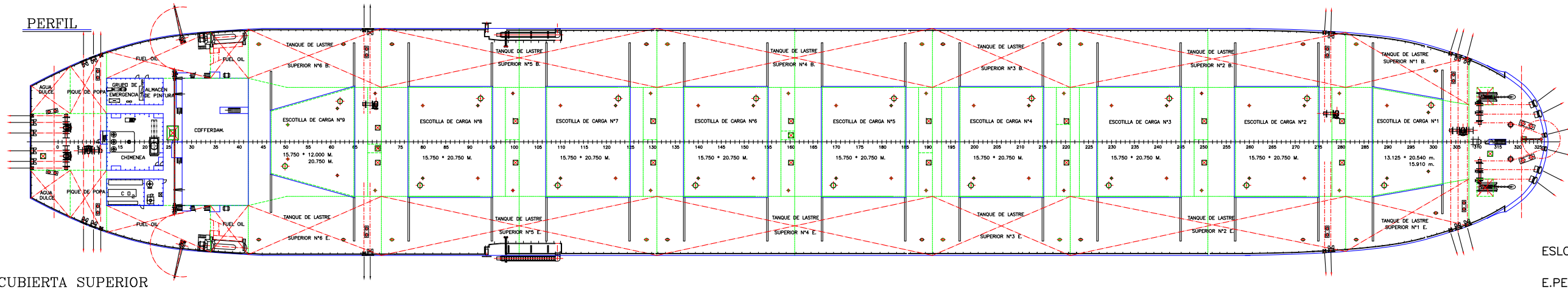
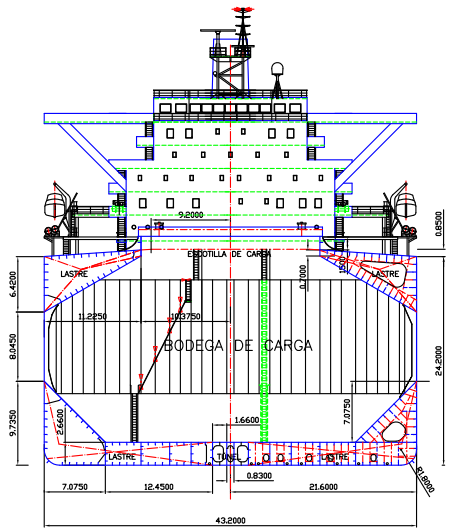
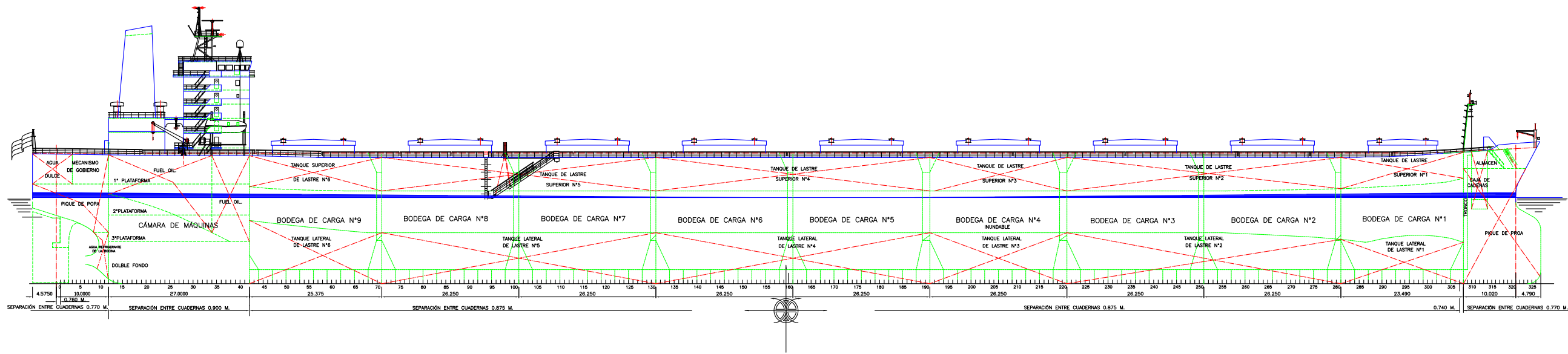
SIMBOLOS	
	ASPIRACION
	BRIDA
	RESPIRO
	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE
	REDUCCION
	TUBERIA QUE SUBE
	TAPON DE SONDA ROSCADO
	SONDA CON LLAVE DE PASO

DESIGNACION	CANTIDAD	CARACTERISTICAS
BOMBA DE LASTRE	2	2800 m3/h a 30 m.c.a
BOMBA DE SENTINA	2	150/270 m3/h. a 90/30 m.c.a
EYECTOR AGOTAMIENTO DE LASTRE	1	150 m3/h. at 20m. aspiración 5m. descarga
EYECTOR DE SENTINA	1	150 m3/h. at 20m. aspiración 5m. descarga



BUQUE	BULKARRIER DE 160.000 TPM	FECHA	
TÍTULO	SISTEMA DE LASTRE EN ZONA DE CARGA	REVISIÓN	
	TUTOR: FRANCISCO J. MAZARRO ALCALÁ ALUMNO: RAÚL GARCÍA JURADO	PLANO N°	
ESCALA			

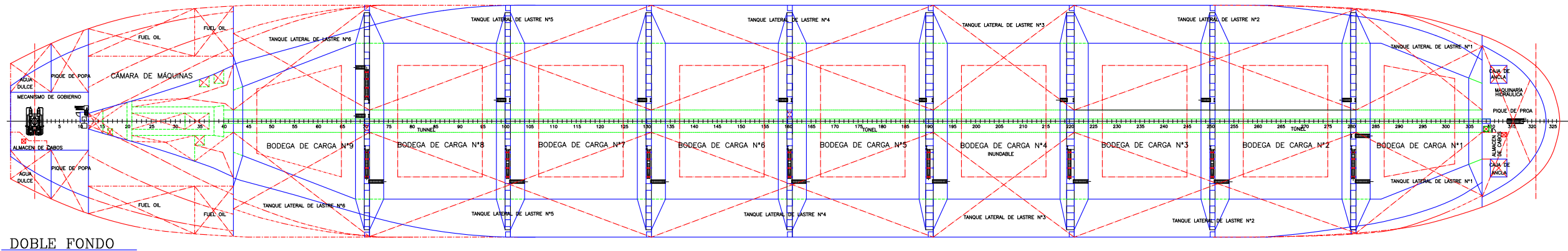




CUBIERTA SUPERIOR

### DIMENSIONES

- ESLORA TOTAL \_\_\_\_\_ 289.00 M.
- E.PERPENDICULARES \_\_\_\_\_ 279.635 M.
- MANGA DE MOLDEO \_\_\_\_\_ 43.20 M.
- PUNTA DE MOLDEO \_\_\_\_\_ 24.20 M.
- CALADO DE DISEÑO \_\_\_\_\_ 16.50 M.
- CALADO DE VERANO \_\_\_\_\_ 17.85 M.



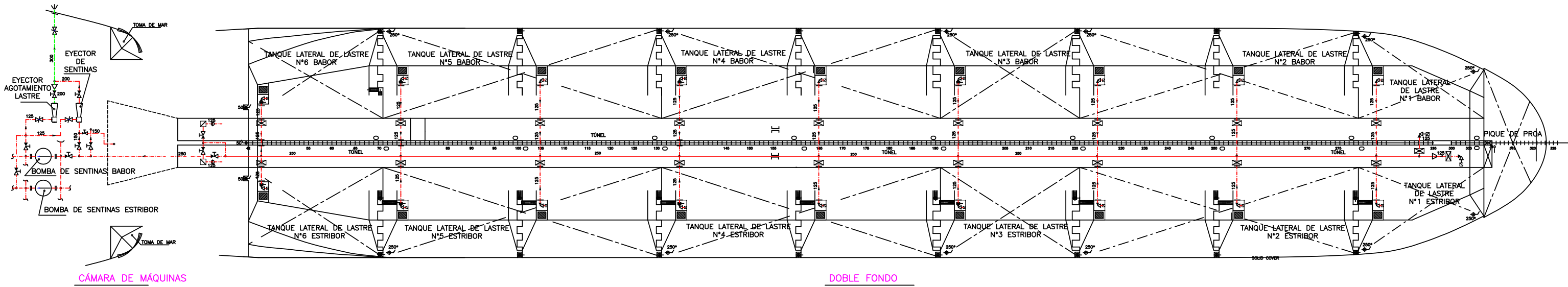
DOBLE FONDO

BUQUE	BULKARRIER DE 160.000 TPM	FECHA	
TÍTULO	DISPOSICIÓN GENERAL	REVISIÓN	
	TUTOR: FRANCISCO J. MAZARRO ALCALÁ ALUMNO: RAÚL GARCÍA JURADO	PLANO Nº	
ESCALA			



SIMBOLOS	
	ASPIRACION
	BRIDA
	RESPIRO
	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE
	REDUCCION
	TUBERIA QUE SUBE
	TAPON DE SONDA ROSCADO
	SONDA CON LLAVE DE PASO

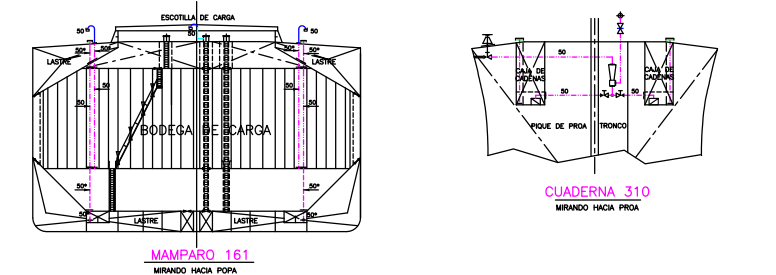
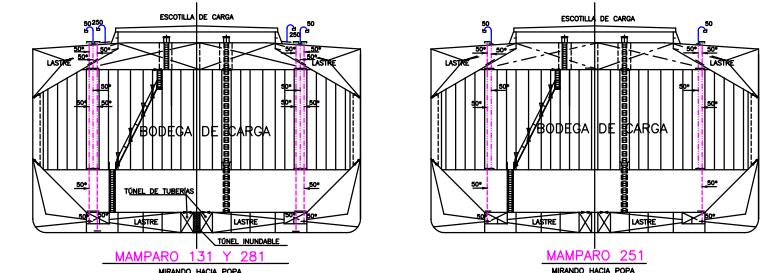
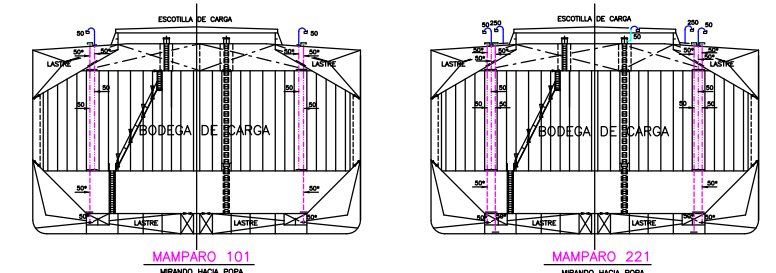
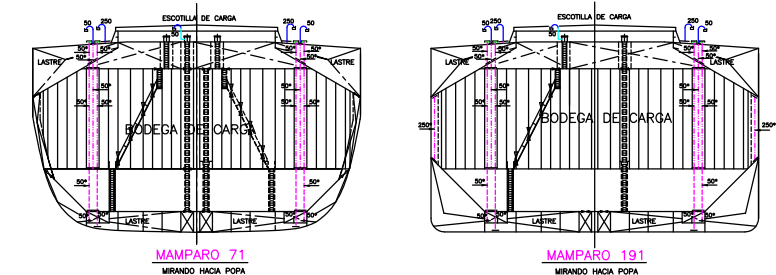
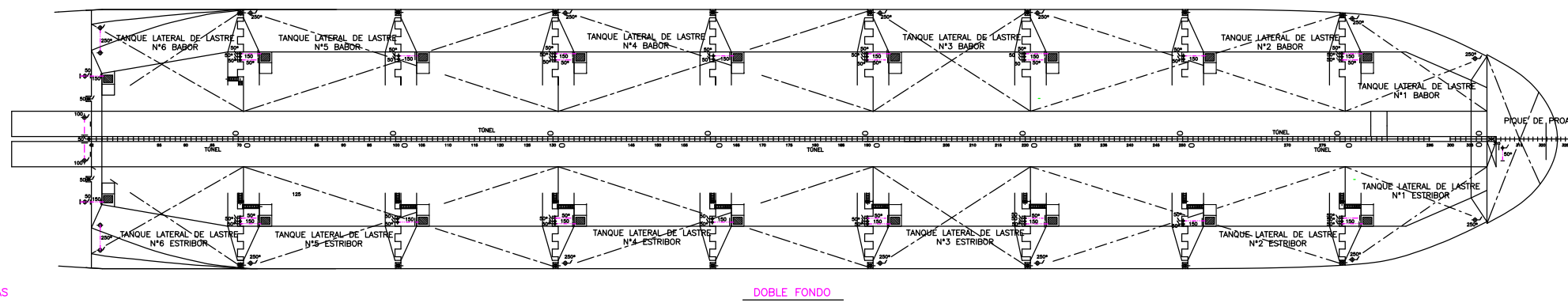
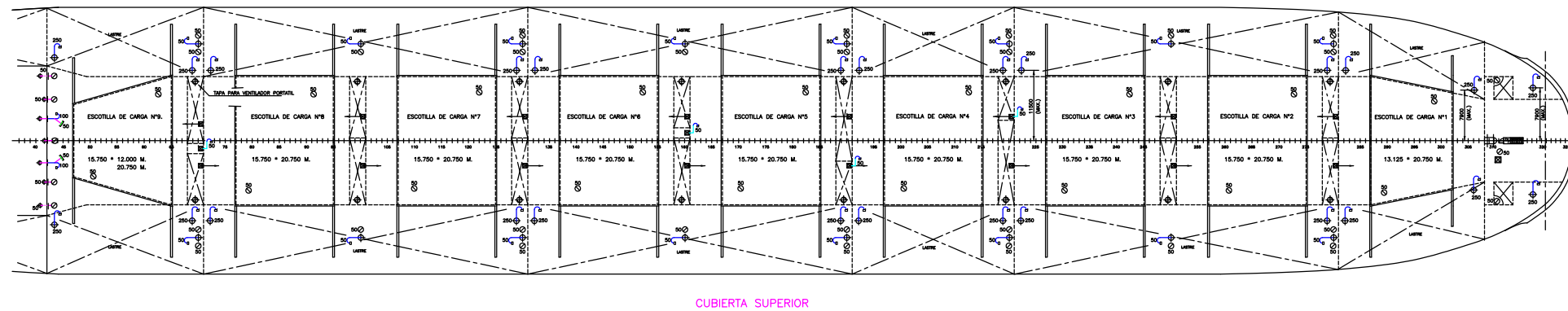
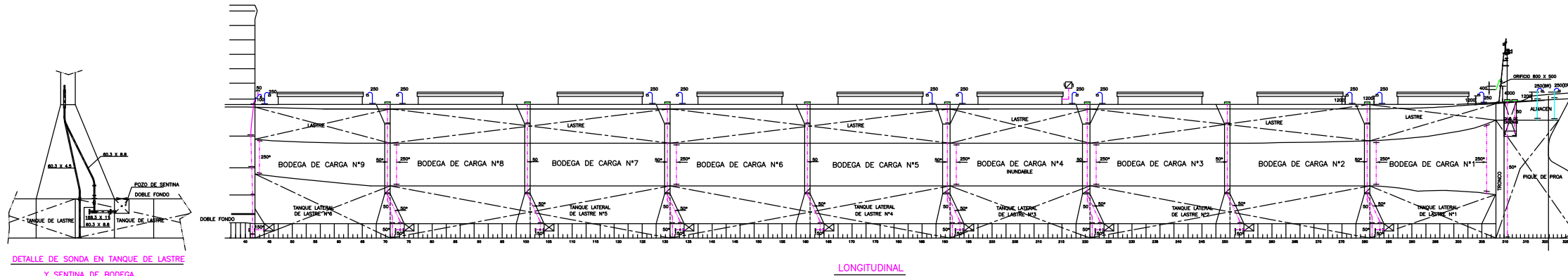
DESIGNACION	CANTIDAD	CARACTERISTICAS
BOMBA DE LASTRE	2	2800 m <sup>3</sup> /h a 30 m.c.a
BOMBA DE SENTINA	2	150/370 m <sup>3</sup> /h. a 90/30 m.c.a
EYECTOR AGOTAMIENTO DE LASTRE	1	150 m <sup>3</sup> /h. a 5m. aspiración 20m. descarga
EYECTOR DE SENTINA	1	150 m <sup>3</sup> /h. a 5m. aspiración 20m. descarga



BUQUE	BULKARRIER DE 160.000 TPM	FECHA	
TÍTULO	SISTEMA DE SENTINAS EN ZONA DE CARGA	REVISIÓN	
	TUTOR: FRANCISCO J. MAZARRO ALCALÁ ALUMNO: RAÚL GARCÍA JURADO	PLANO N°	
ESCALA			

SIMBOLOS	
	ASPIRACION
	BRIDA
	RESPIRO
	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE
	REDUCCION
	TUBERIA QUE SUBE
	TAPON DE Sonda ROSCADO
	SONDA CON LLAVE DE PASO

DESIGNACION	CANTIDAD	CARACTERISTICAS
BOMBA DE LASTRE	2	2600 m <sup>3</sup> /h a 30 m.c.a
BOMBA DE SENTINA	2	150/370 m <sup>3</sup> /h a 90/30 m.c.a
EYECTOR AGOTAMIENTO DE LASTRE	1	150 m <sup>3</sup> /h. at 5m. aspiración 20m. descarga
EYECTOR DE SENTINA	1	150 m <sup>3</sup> /h. at 5m. aspiración 20m. descarga



BUQUE	BULKARRIER DE 160.000 TPM	FECHA
TITULO	SISTEMA DE SONDAS Y VENTILACION DE TANQUES EN ZONA DE CARGA	REVISION
	TUTOR: FRANCISCO J. MAZARRO ALCALA ALUMNO: RAÚL GARCÍA JURADO	PLANO N°
ESCALA		



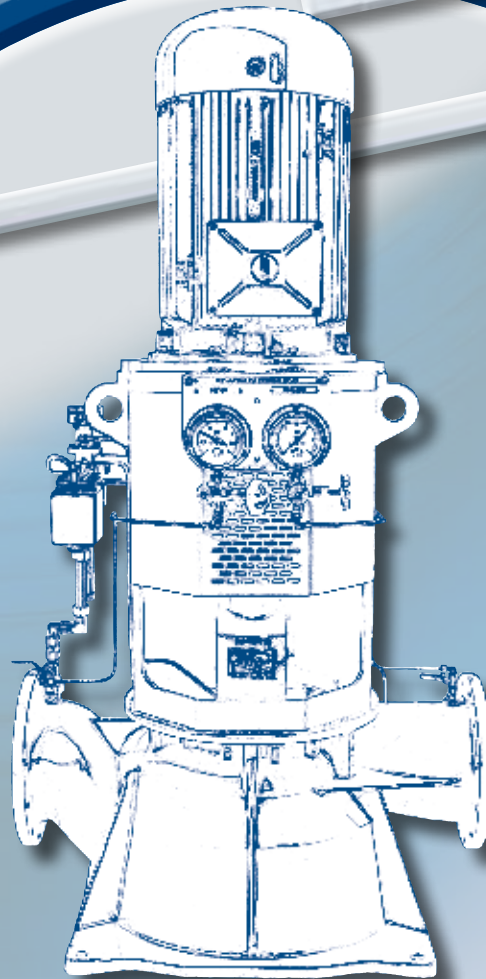
# GARBARINO

PUMPS SINCE 1932

## MU-L/LDS

Vertical in line centrifugal pumps  
Pompe centrifughe verticali in line

---







# MU-L

## VERTICAL IN LINE CENTRIFUGAL PUMPS

POMPE CENTRIFUGHE  
VERTICALI IN LINE

### USE

Fresh and sea water, condensate, oils chemical and petrochemical products.

### IMPIEGHI

*Per acqua dolce, acqua mare, condensato, prodotti chimici, petrolchimici.*

### MAIN APPLICATIONS

Shipbuilding industry, heating plants, air conditioning systems, aqueducts, effluent treatment plants, fire fighting, petrochemical plants, etc...

### PRINCIPALI APPLICAZIONI

*Applicazioni per uso caratteristico, impianti di riscaldamento, impianti di condizionamento, acquedotti, trattamento acque, antincendio, convogliamento idrocarburi.*

### MAIN FEATURES

#### CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

**PUMP:** centrifugal type with volute casing, vertical construction, single stage, single flow, in line flanges.

*POMPA: centrifuga con corpo a spirale orizzontale monostadio ad unico flusso ed aspirazione assiale.*

**IMPELLER:** high efficiency, close type, statically and dynamically balanced.

Axial thrust balancing by means of annular chamber with balancing holes located behind the impeller.

*GIRANTE: di tipo chiuso ad elevato rendimento, equilibrata staticamente e dinamicamente.*

*Equilibratura della spinta assiale mediante camera anulare situata posteriormente alla girante stessa e munita di fori di bilanciamento.*

**MOUNTING SYSTEM:** shaft supported by radial and thrust ball bearings either grease or self-lubricated. The bracket is normally made of cast-iron or manufactured in bronze or stainless steel for special executions (non-magnetic pumps).

*SUPPORTAZIONE: albero supportato da cuscinetti radiali a sfera a singola e doppia corona di sfere in grado di reggere alle spinte assiali e radiali con lubrificazione a grasso o in versione autolubrificata. Supporto costruito normalmente in ghisa, oppure in bronzo o acciaio inox per utilizzi speciali (pompe amagnetiche).*

**SEAL:** single mechanical seals to DIN 29960. Special mechanical seals or cartridge type, for specific application or aggressive liquids. Possibility to install soft packing with external flushing. For temperature higher than 120°C, it is possible to fit the pump with a cooling chamber.

*TENUTA: tenuta meccanica singola normalizzata DIN 29960. Tenute speciali e a cartuccia per liquidi ed applicazioni particolari. Possibilità di installare tenute a baderna con flussaggio esterno. Per temperature superiori ai 120 °C possibilità di dotare la pompa di camera di raffreddamento della tenuta.*

**SELF-PRIMING:** some listed models can be supplied with a self-priming element either with liquid ring or with air ejector.

*AUTOADESCANTE: alcuni i modelli elencati possono essere forniti di elemento autoadescante ad anello liquido o con eiettore ad aria.*

### BACK PULL OUT

It is possible to remove the rotating components without disturbing pipes, pump casing and motor by using a flexible spacer coupling.

### SMONTAGGIO

*Impiegando un giunto spaziatore è possibile sfilare la parte rotante senza intervenire sulle tubazioni, corpo-pompa e motore.*

### BASE PLATE

The base plate is usually cast with pump casing for small and medium size pumps in order to increase the structural stiffness. For larger pumps a welded steel base plate is provided.

### BASAMENTO

*La base è realizzata in una unica fusione con il corpo per le pompe medio/piccole, di carpenteria per quelli di taglia maggiore.*

### MOTOR FRAME

The motor frame supporting the electric motor is normally made of welded steel. For special executions (non magnetic) it can be manufactured in stainless steel.

### LANTERNA

*La lanterna di unione pompa-motore elettrico è costruita normalmente in acciaio elettrosaldato. Per esecuzioni speciali (amagnetiche) può essere costruita in acciaio inox.*

### SPECIAL VERSIONS

Special versions according to Naval Rules are also available: shock-proof, vibration-proof, noise-proof, non magnetic version.

### COSTRUZIONI SPECIALI

*Sono previste costruzioni a norma MARINA MILITARE: antishock, antivibrazione, antirumore, amagnetiche.*



# MU-LDS

## VERTICAL IN LINE DOUBLE SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS

### POMPE CENTRIFUGHE VERTICALI IN LINE A DOPPIA ASPIRAZIONE

#### DESCRIPTION

Single stage vertical centrifugal pumps in spacer coupling design. Casing with in-line flanges and with high efficiency double inlet impeller, low NPSH required and balanced axial thrust, flow rate up to 3.500 m<sup>3</sup>/h.

#### DESCRIZIONE

Pompe centrifughe monostadio verticali con giunto elastico spaziatore. Corpo con flange in-line, girante a doppia aspirazione con alto rendimento, basso NPSH richiesto e spinta assiale bilanciata, portata fino a 3.500 m<sup>3</sup>/h.

#### MAIN APPLICATIONS

Fresh water, sea water, industrial water, condensate, brine, oils and other clean liquids.  
Shipbuilding industry: ballast, hull and general services, cooling, circulation.  
Land based industry: circulation, cooling, water supply and general services.

#### PRINCIPALI APPLICAZIONI

Acqua dolce, acqua di mare, acqua industriale, condensato, brine, idrocarburi ed altri liquidi puliti.  
Settore navale: servizi di zavorra, bilanciamento, servizi generali, raffreddamento, circolazione.  
Settore industriale: circolazione, raffreddamento, servizi vari.

#### VERSIONS

MU-LDS pumps are now available in six sizes. Wetted material can be in cast iron, nickel-aluminium bronze, stainless steel or special alloy. Automatic priming system execution by means of ejector or vacuum pump.  
Special executions according to Naval rules: shock-proof, noise-proof, vibration-proof, non magnetic.

#### VERSIONI

Le pompe MU-LDS sono disponibili in sei grandezze. Le parti bagnate possono essere in ghisa, bronzo al nickel alluminio, acciaio inox o leghe speciali. Sistema di autoadescamento automatico con eiettore ad aria o pompa del vuoto.  
Sono previste costruzioni a norma MARINA MILITARE: antishock, antirumore, antivibrazione, amagnetiche.

#### MAIN FEATURES

##### CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

MU-LDS pumps are designed in order to offer best possible performance and lowest possible maintenance. BACK PULL-OUT design allows maintenance on internal parts without removing motor and pipes. Easy replacement of bearings and seal without pump dismantling.

Le pompe MU-LDS sono progettate per offrire le migliori performance con la minima manutenzione. La costruzione BACK PULL-

OUT permette l'estrazione delle parti interne senza dover rimuovere il motore e le tubazioni. E' anche possibile la sostituzione della tenuta meccanica e dei cuscinetti senza smontare completamente la pompa.

**CASING:** Casing is of the double volute type to reduce radial load on impeller and ensure maximum working life of bearings and mechanical seal.

**CORPO:** Il corpo è di tipo a doppia voluta per minimizzare la spinta radiale sulla girante ed aumentare la durata di cuscinetti e tenuta meccanica.

**MECHANICAL SEAL:** High quality mechanical seal (silicon carbide/silicon carbide/viton) for a wide range of applications. Mechanical seal is cartridge design for easy installation and removing. Soft packing is also available

**TENUTA MECCANICA:** Tenuta meccanica di alta qualità (carburo di silicio/carburo di silicio/viton) per un'ampia gamma di applicazioni. La tenuta è del tipo a cartuccia per una facile installazione e rimozione. E' disponibile anche la versione con tenuta a baderna.

**BEARING BRACKET AND MOTOR STOOL:** External grease bearings in special bracket specially designed for ease of maintenance. Bracket design allows the replacement of mechanical seal and bearings without dismantling the pump completely.

The motor stool in welded steel to reduce vibrations has got a wide opening to facilitate maintenance.

**SUPPORTO E CARENA:** Cuscinetti a grasso installati in un supporto esterno, progettato appositamente per facilitare le operazioni di manutenzione. Il design del supporto permette la sostituzione della tenuta meccanica e dei cuscinetti senza richiedere lo smontaggio completo della pompa.

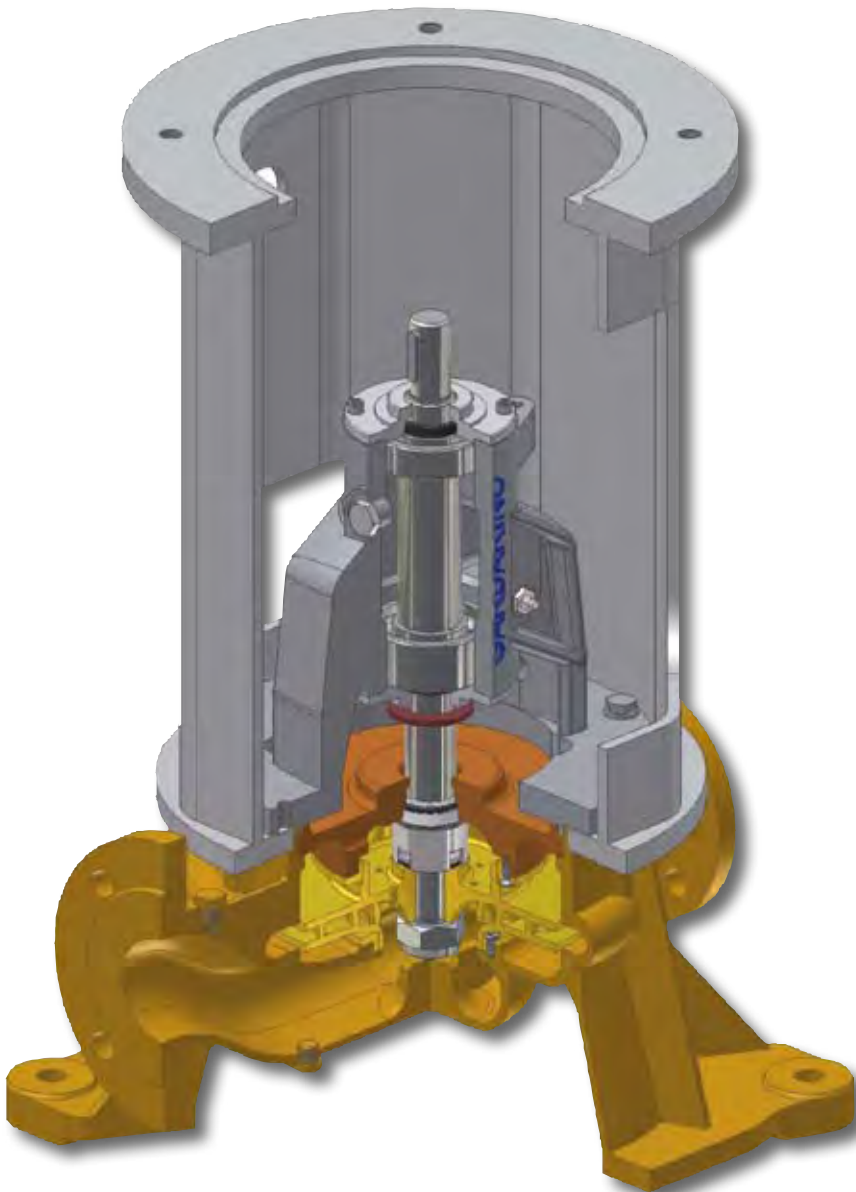
La carena portamotore in acciaio è caratterizzata da elevata resistenza in modo da annullare le vibrazioni durante il funzionamento. E' dotata di un'ampia apertura per le operazioni di manutenzione e smontaggio delle parti interne.





<b>MODELS (MU-L)</b> <i>MODELLI</i>	39
<b>INTERCHANGEABILITY</b> <i>INTERCAMBIABILITÀ:</i>	
<b>CASINGS</b> <i>CORPI</i>	39
<b>IMPELLERS</b> <i>GIRANTI</i>	39
<b>SHAFTS</b> <i>ALBERI</i>	6
<b>BEARING BRACKETS</b> <i>SUPPORTI</i>	6
<b>COVERS</b> <i>COPERCHI</i>	6
<b>MECHANICAL SEALS</b> <i>TENUTE MECCANICHE</i>	6

<b>MATERIALS (MU-L)</b> <i>MATERIALI</i>	<b>MAX. WORKING PRESSURE</b> <i>PRESSIONE MAX. ESERCIZIO</i>
CAST IRON <i>GHISA</i>	10 bar
STAINLESS STEEL, BRONZE, SPECIAL ALLOY <i>ACCIAIO INOX, BRONZO, LEGHE SPECIALI</i>	16 bar
<b>NOTE: SPECIAL EXECUTIONS EXCEEDING THE ABOVE LIMITS AVAILABLE ON REQUEST</b> <i>NOTA: ESECUZIONI SPECIALI AL DI FUORI DEI LIMITI SOPRAESPOSTI REALIZZATE SU RICHIESTA</i>	



bare shaft version  
*versione ad asse nudo*



closed impeller  
*girante chiusa*

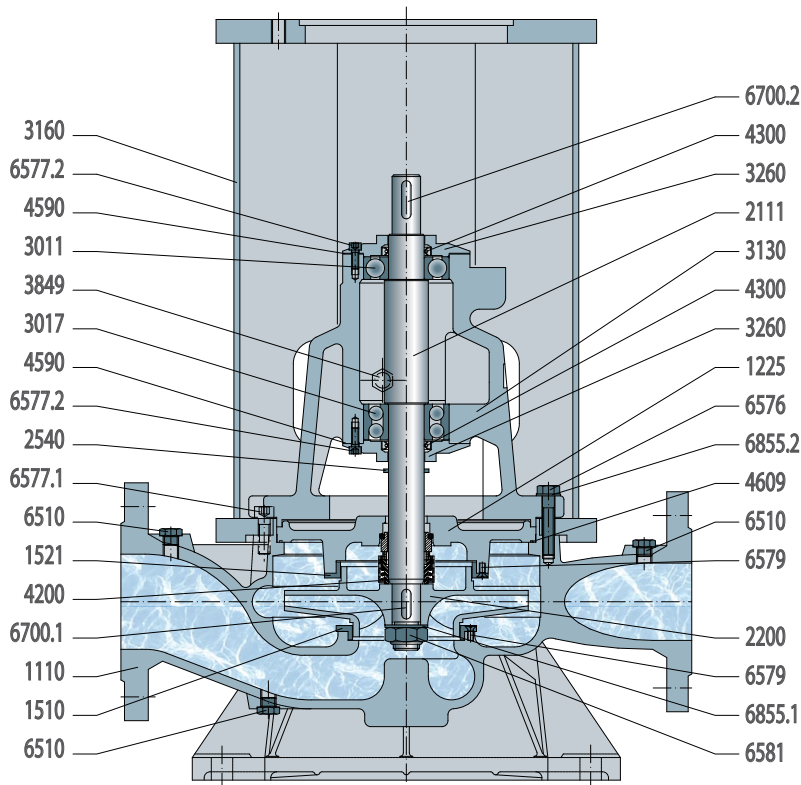


self priming element  
with liquid ring  
*elemento autoadescante  
ad anello liquido*

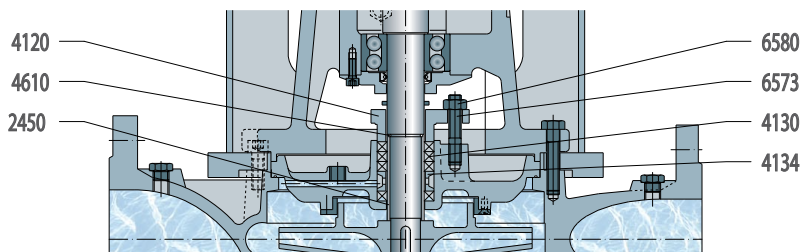


close coupled version  
*versione monoblocco*

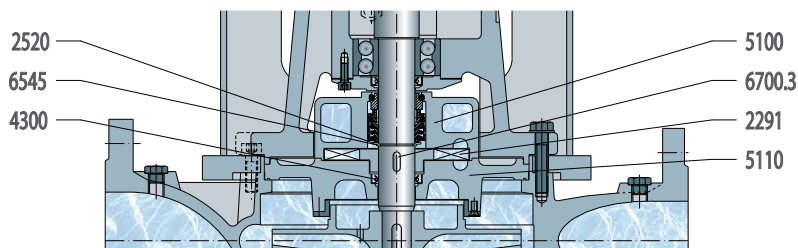




**LONGITUDINAL SECTION**  
SEZIONE LONGITUDINALE



**SOFT PACKING VERSION**  
VERSIONE TENUTA A BADERNA



**SELF-PRIMING VERSION**  
VERSIONE AUTOADESCANTE

Pos	Description <i>Descrizione</i>
1110	Pump casing <i>Corpo pompa</i>
1225	Casing cover <i>Coperchio del corpo</i>
1510	Wear ring <i>Anello di usura</i>
1521	Wear ring <i>Anello di usura</i>
2111	Pump shaft <i>Albero della pompa</i>
2200	Impeller <i>Girante</i>
2291	Priming stage impeller <i>Girante stellare</i>
2450	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
2520	Shoulder ring <i>Anello spallamento</i>
2540	Deflector <i>Deflettore</i>
3011	Radial ball bearing <i>Cuscinetto radiale</i>
3017	Angular ball bearing <i>Cuscinetto obliquo</i>
3130	Bearing bracket <i>Supporto doppio</i>
3160	Motor stool <i>Lanterna del motore</i>
3260	Bearing cover <i>Coperchio supporto</i>
3849	Greaser <i>Ingrassatore</i>
4120	Stuffing box gland <i>Premitreccia</i>
4130	Gland packing <i>Guarnizione a treccia</i>
4134	Lantern ring <i>Anello lanterna</i>
4200	Mechanical seal <i>Tenuta meccanica</i>
4300	Radial shaft seal <i>Anello di tenuta</i>
4590	Gasket <i>Guarnizione</i>
4609	O-Ring <i>O-Ring</i>
4610	O-Ring <i>O-Ring</i>
5100	Priming stage casing <i>Corpo autoadescente</i>
5110	Priming stage cover <i>Coperchio autoadescente</i>
6510	Plug <i>Tappo</i>
6545	Seeger <i>Seeger</i>
6573	Stud <i>Prigioniero</i>
6576	Screw <i>Vite</i>
6577.1	Screw <i>Vite</i>
6577.2	Screw <i>Vite</i>
6579	Screw <i>Vite</i>
6580	Nut <i>Dado</i>
6581	Impeller nut <i>Dado girante</i>
6700.1	Key <i>Chiavetta</i>
6700.2	Key <i>Chiavetta</i>
6700.3	Key <i>Chiavetta</i>
6855.1	Washer <i>Rosetta</i>
6855.2	Washer <i>Rosetta</i>

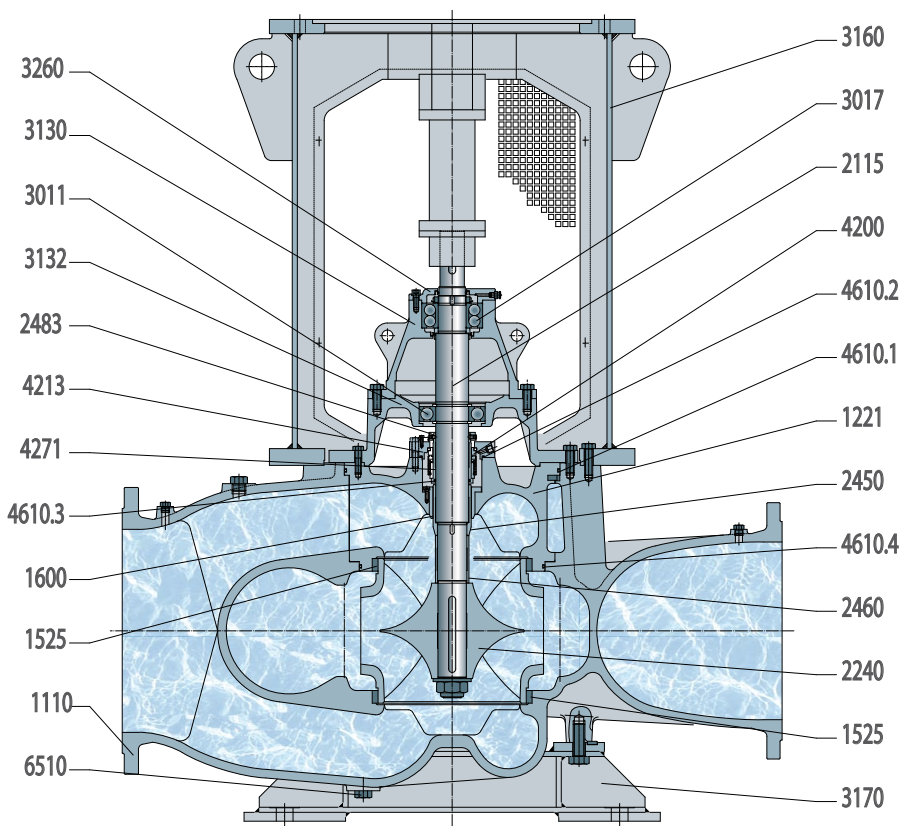


bare shaft version  
versione ad asse nudo



double suction impeller  
girante a doppia aspirazione

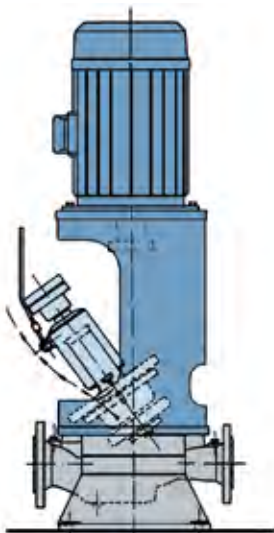
<b>MODELS (MU-LDS)</b> MODELLI	6
<b>INTERCHANGEABILITY</b> INTERCAMBIABILITÀ:	
CASINGS CORPI	6
IMPELLERS GIRANTI	7
SHAFTS ALBERI	7
BEARING BRACKETS SUPPORTI	3
COVERS COPERCHI	6
<b>MECHANICAL SEALS</b> TENUTE MECCANICHE	6



### LONGITUDINAL SECTION

SEZIONE LONGITUDINALE

Pos	Description Descrizione
1110	Pump casing <i>Corpo pompa</i>
1221	Casing cover <i>Coperchio del corpo</i>
1525	Wear ring <i>Anello di usura</i>
1600	Bush <i>Boccola</i>
2115	Pump shaft <i>Albero della pompa</i>
2240	Impeller <i>Girante</i>
2450	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
2460	Spacer sleeve <i>Bussola distanziatrice</i>
2483	Locating sleeve <i>Bussola bloccaggio</i>
3011	Radial ball bearing <i>Cuscinetto radiale</i>
3017	Angular ball bearing <i>Cuscinetto obliquo</i>
3132	Bearing bracket <i>Supporto</i>
3130	Bearing bracket <i>Supporto doppio</i>
3160	Motor stool <i>Lanterna del motore</i>
3260	Bearing cover <i>Coperchio supporto</i>
4200	Mechanical seal <i>Tenuta meccanica</i>
4213	Mechanical seal cover <i>Coperchio per tenuta</i>
4271	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
4610.1	O-Ring <i>O-Ring</i>
4610.2	O-Ring <i>O-Ring</i>
4610.3	O-Ring <i>O-Ring</i>
4610.4	O-Ring <i>O-Ring</i>
6510	Plug <i>Tappo</i>



Disassembly support group  
Smontaggio gruppo supporto

<b>MATERIALS (MU-LDS)</b> MATERIALI	<b>MAX. WORKING PRESSURE</b> PRESSIONE MAX. ESERCIZIO
CAST IRON GHISA	10 bar
STAINLESS STEEL, BRONZE, SPECIAL ALLOY ACCIAIO INOX, BRONZO, LEGHE SPECIALI	16 bar
NOTE: SPECIAL EXECUTIONS EXCEEDING THE ABOVE LIMITS AVAILABLE ON REQUEST NOTA: ESECUZIONI SPECIALI AL DI FUORI DEI LIMITI SOPRAESPOSTI REALIZZATE SU RICHIESTA	

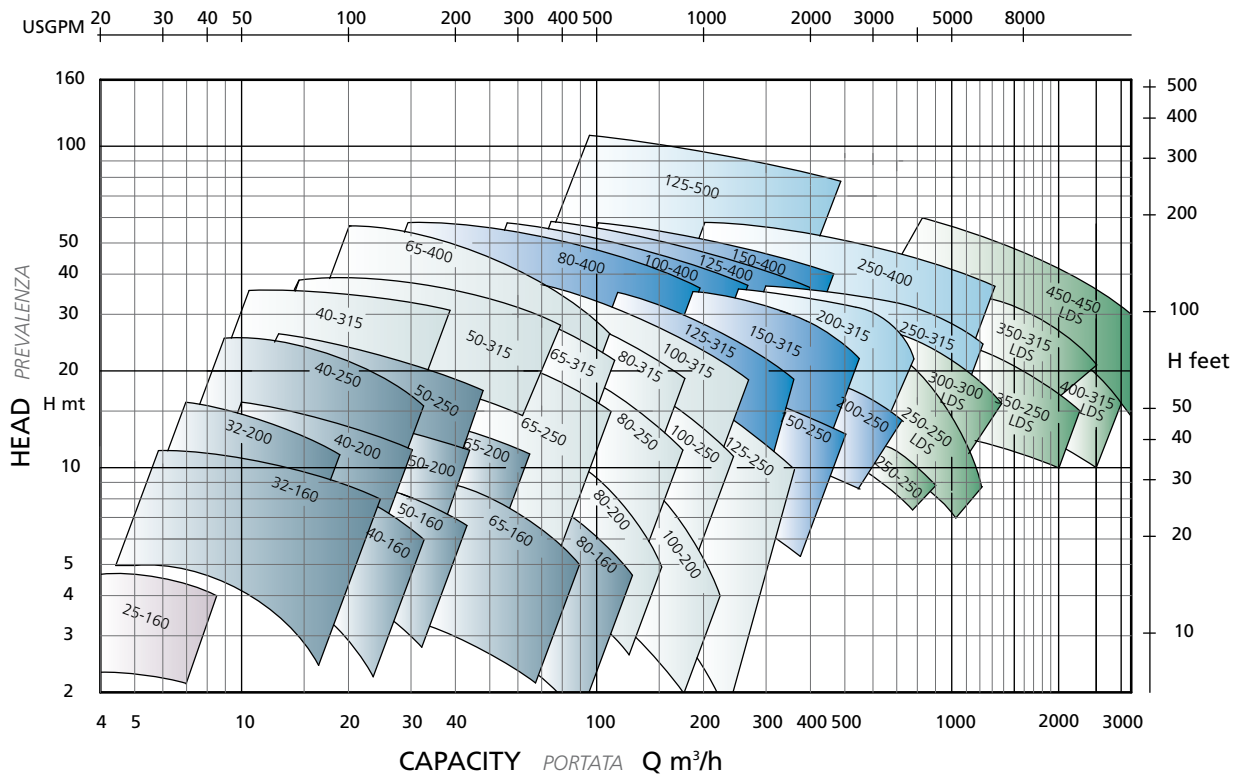






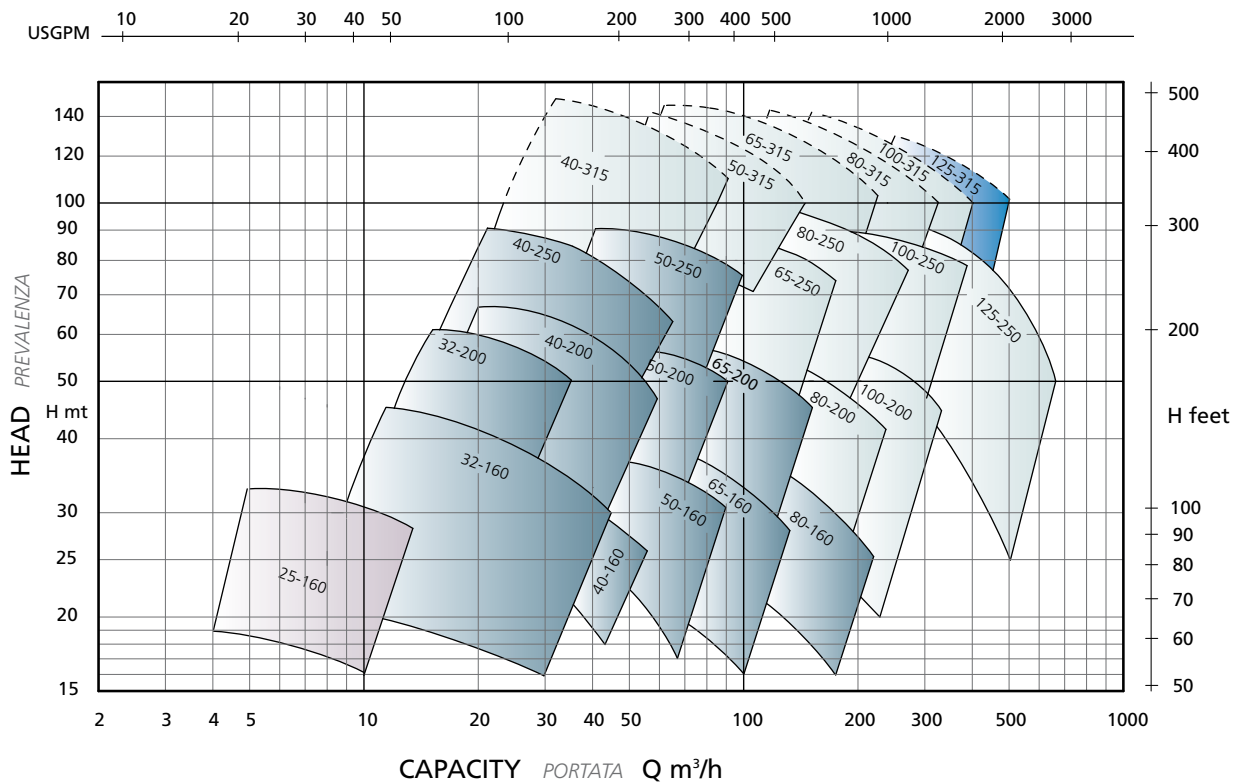
PERFORMANCES PRESTAZIONI

1450 RPM



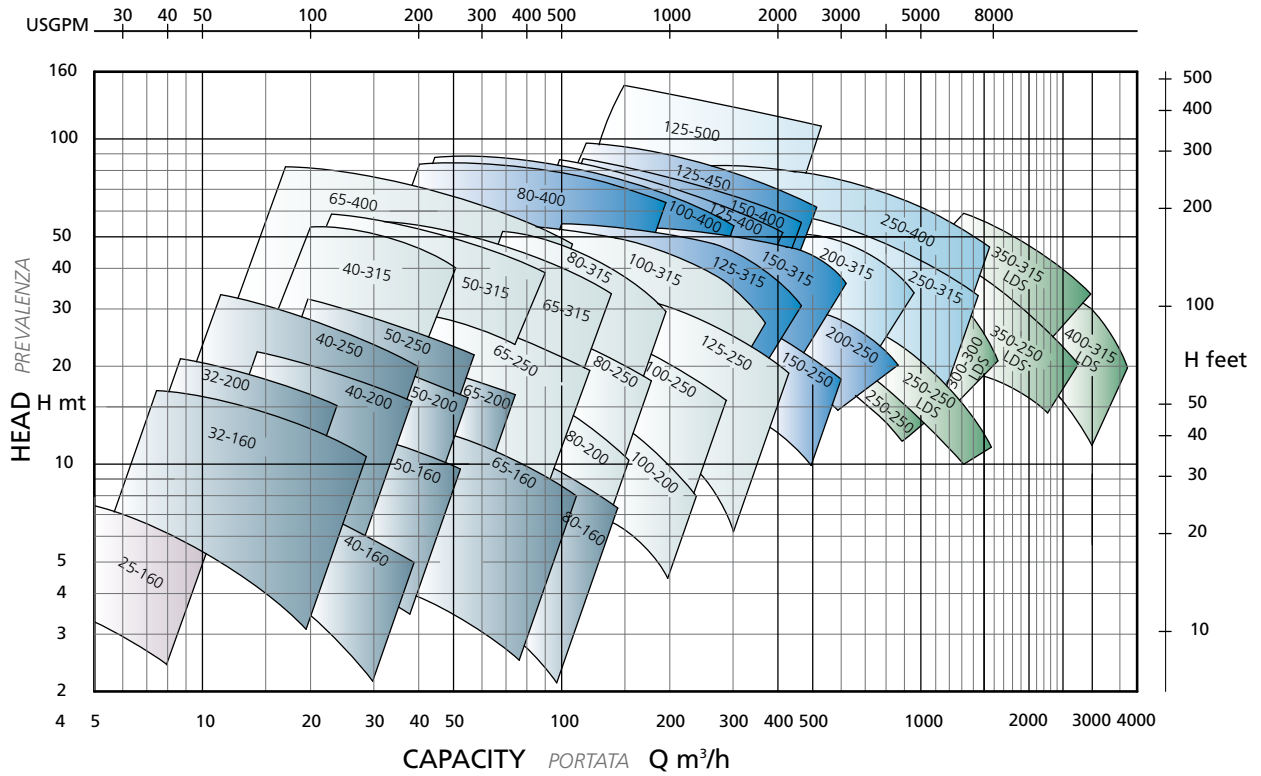
PERFORMANCES PRESTAZIONI

2900 RPM



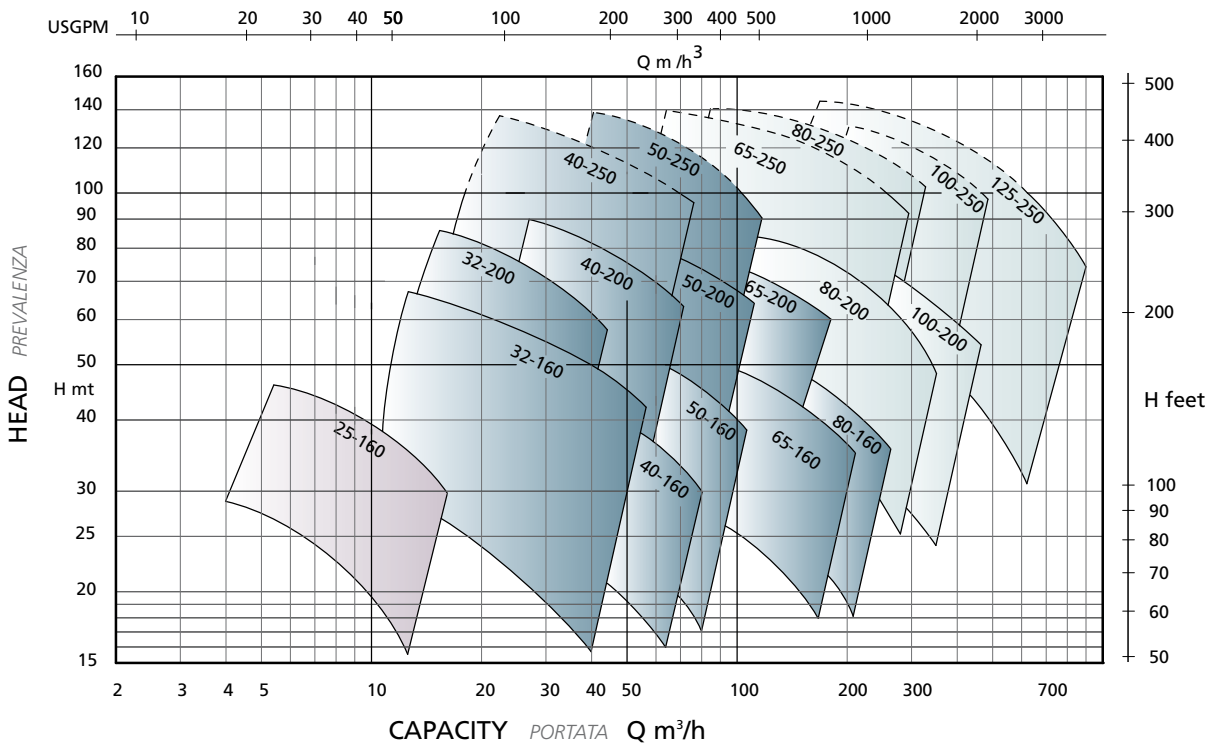
## PERFORMANCE PRESTAZIONI

1750 RPM



## PERFORMANCES PRESTAZIONI

3500 RPM





**ISO 9001**  
Certification No. 38329



ATEX on request



## **POMPE GARBARINO S.p.A.**

### **Headquarters:**

Via Marengo, 44 - 15011 Acqui Terme (AL) - Italy - Tel. +39 0144.388671 - Fax +39 0144.55260  
E-mail: [info@pompegarbarino.it](mailto:info@pompegarbarino.it)

### **Milan Branch:**

Viale Andrea Doria, 31 - 20124 Milano - Italy - Tel. +39 02.67070037 - Fax +39 02.67070097  
E-mail: [info.filiale@pompegarbarino.it](mailto:info.filiale@pompegarbarino.it)

[www.pompegarbarino.com](http://www.pompegarbarino.com)

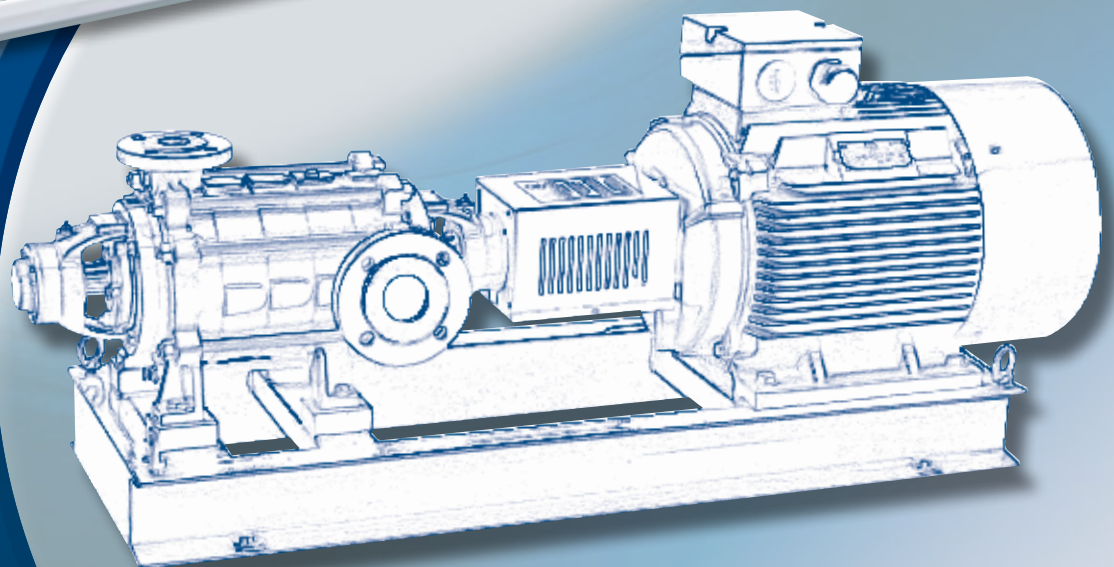


# GARBARINO

PUMPS SINCE 1932

## G/GH

Multistage high pressure pumps  
Pompe multistadio ad alta pressione







# G

## MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS

### POMPE CENTRIFUGHE MULTISTADIO

#### APPLICATIONS

G series multistage centrifugal pumps are designed for trouble-free pumping for clear or slightly dirty liquids and used in:

- Heating plants
- Waterworks and water supply plants
- Pressure raising plants
- Water and condensate circulation
- Fire fighting system
- Boiler feeding plants
- High pressure washing
- Reverse osmosis

#### IMPIEGHI

Le pompe centrifughe multistadio della serie G sono idonee al convogliamento di liquidi puri o leggermente torbidi, senza solidi in sospensione. Trovano particolare impiego nei seguenti campi:

- riscaldamento,
- acquedotti e impianti di approvvigionamento idrico,
- impianti di pressurizzazione,
- impianti antincendio, alimento caldaia,
- impianti di lavaggio a pressione,
- osmosi inversa.

#### CONSTRUCTION

The pumps are multistaged centrifugal with radial split casings. In all versions the supporting feet on pressure side are placed under the discharge body. For sizes up to 65 the base feet, on suction side, are placed under the first stage casing, to allow the rotation of the suction body in whatever direction. For bigger sizes the base feet are placed under the suction body, the rotation of which is possible only upon request. The impellers are provided with balancing holes to reduce the axial thrust. The shaft is supported by grease or oil lubricated bearings.

#### COSTRUZIONE

Le pompe sono del tipo centrifugo multistadio orizzontale o verticale con corpi divisi radialmente. In tutte le macchine i piedi di appoggio, lato premente, sono posti sotto il corpo di mandata. Per le grandezze sino alla 65, i piedi di appoggio lato aspirazione sono posti sotto il primo elemento al fine di permettere qualsiasi orientamento della bocca aspirante. Per le grandezze superiori, i piedi sono invece posti sotto il corpo aspirante per cui la rotazione del corpo è possibile solo su richiesta. Le giranti dispongono di fori di bilanciamento della spinta assiale. L'asse è supportato da cuscinetti a rotolamento lubrificati a grasso o ad olio.

#### MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE

Standard version: up to 120°C

With cooling chamber: up to 160°C

NOTE: for temperatures exceeding 160°C please contact our Technical Department.

#### TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO

Costruzione standard: fino a 120 °C

Con camere di raffreddamento: fino a 160 °C

N.B.: per temperature superiori a 160 °C consultare l' Ufficio Tecnico.

#### MAXIMUM OPERATING PRESSURE

On suction side: up to 25 bar

On discharge side: up to 64 bar

NOTE: for higher operating pressures, please contact our Technical Department.

#### PRESSIONE MASSIMA DI ESERCIZIO

In aspirazione: fino a 25 bar

In mandata: fino a 64 bar

N.B.: per pressioni di esercizio superiori consultare l' Ufficio Tecnico.

#### TECHNICAL FEATURES

Capacity up to 600 m<sup>3</sup>/h

Total head up to 400 m

Revolutions up to 3600 RPM

Pressure up to 64 bar

Flanges: suction side PN 16-25  
delivery side PN 40-64

#### DATI TECNICI

Portata max 600 m<sup>3</sup>/h

Prevalenza max 400 m

Giri max 3500 rpm

Pressione max 64 bar

Flange: lato aspirazione PN 16-25, lato mandata PN 40-64

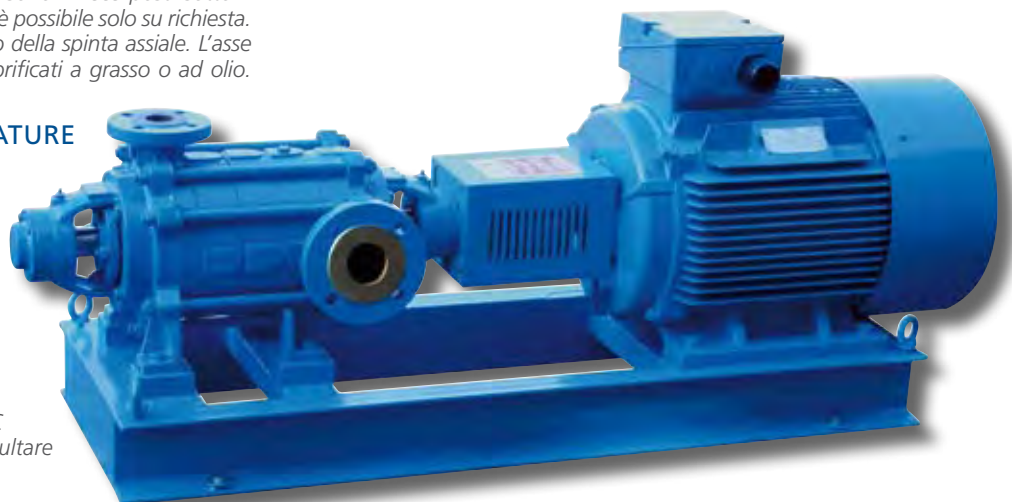
#### VERTICAL MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS

##### "GV" SERIES

Vertical multistage centrifugal pumps "GV" series, standard execution, with upper ball bearings support and lower bushing support. Besides the usual applications where high pressure is required, the vertical arrangement is particularly adopted in the marine field. For sizes not shown in tables please contact our Technical Department.

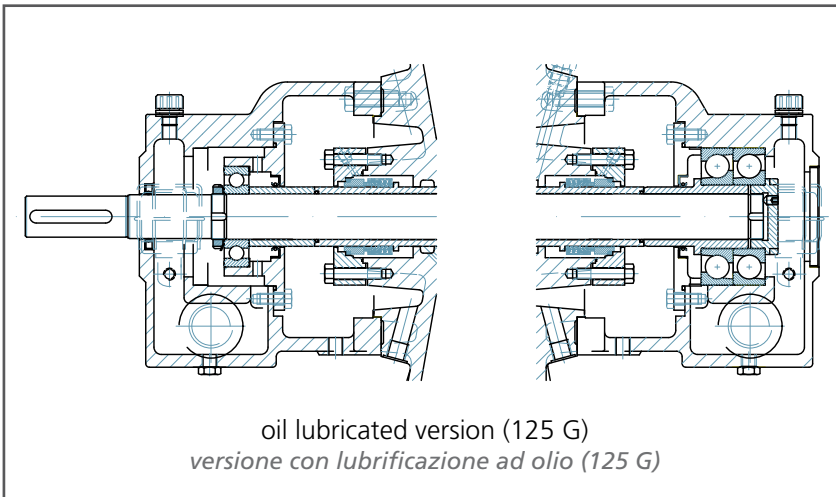
#### VERSIONE VERTICALE (GV)

Versione standard con supportazione tramite cuscinetto a sfere nella parte superiore e bronzina nella parte inferiore. Oltre all'impiego dove sono richieste alte pressioni, le pompe in esecuzione verticale sono particolarmente usate in campo navale. Per grandezze non indicate in tabella consultare l' Ufficio Tecnico.



MATERIALS MATERIALI	MAX. WORKING PRESSURE PRESSIONE MAX. ESERCIZIO
CAST IRON GHISA	40 bar
STAINLESS STEEL, BRONZE, SPECIAL ALLOY ACCIAIO INOX, BRONZO, LEGHE SPECIALI	64 bar
<i>NOTE: SPECIAL EXECUTIONS EXCEEDING THE ABOVE LIMITS AVAILABLE ON REQUEST NOTA: ESECUZIONI SPECIALI AL DI FUORI DEI LIMITI SOPRAESPOSTI REALIZZATE SU RICHIESTA</i>	

MODELS MODELLI	10
INTERCHANGEABILITY INTERCAMBIABILITÀ	
CASINGS CORPI	10
IMPELLERS GIRANTI	12
SHAFTS ALBERI	10
BEARING BRACKETS SUPPORTI	6
MECHANICAL SEALS TENUTE MECCANICHE	6







# GH

## MULTISTAGE HIGH PRESSURE CENTRIFUGAL PUMPS

### POMPE CENTRIFUGHE MULTISTADIO AD ALTA PRESSIONE

The multistage pumps family has been widely tested over the years in applications with pressures up to 40 bar. With the GH pumps pressure can achieve up to 75 bar with a maximum capacity of 500 m<sup>3</sup>/h.

*Dopo anni di collaudate applicazioni delle pompe multistadio della famiglia G su servizi con pressioni fino a 40 bar, è stato deciso di aumentare le prestazioni fino ad arrivare a pressioni di 75 bar con portate massime di 500 m<sup>3</sup>/h.*

### APPLICATIONS

These pumps are suitable for applications mainly in power and desalination plants, for boiler feeding and reverse osmosis respectively. Moreover they can be used in other fields such as snowmaking equipment, marine and off-shore industries for water mist fire fighting services and others.

### IMPIEGHI

*Le applicazioni a cui sono destinate queste pompe sono principalmente il settore power e desalination, rispettivamente per servizi di alimentazione caldaia ed osmosi inversa. Possono inoltre essere impiegate in altri settori interessanti quali gli impianti di innnevamento artificiale, il settore navale e offshore per impianti antincendio water mist ed altri.*

### CONSTRUCTION

GH pumps therefore reflect an entirely new approach to hydraulics and mechanics developed especially for the high pressures involved and for services demanded. The range of GH pumps includes 4 sizes (50-65-100-150) with 8 different hydraulic systems to ensure that and every client demand can be met by an appropriate solution. The pumps are multistage, horizontal pumps radially split with impellers assembled between external bearings.

The main features are:

- feet cast with suction unit and delivery for greater rigidity and strength
- UNI-DIN-ANSI-JIS-ISO standard flange connections
- suction flange rotating to three positions
- high efficiency enclosed type impellers with low NPSH suction impeller
- replaceable wear rings
- oil-sealed external bearings with constant level oiler
- drum-type balancing device for axial thrust
- oversized shaft to reduce deflection.



### COSTRUZIONE

*Le pompe GH nascono quindi su un progetto completamente nuovo sia nella parte idraulica sia meccanica, specificatamente sviluppato per le alte pressioni in gioco e per i servizi previsti.*

*La gamma delle pompe GH è costituita da 4 grandezze (50-65-100-150) con 8 idrauliche diverse per poter garantire una selezione accurata per ogni richiesta del cliente. Le pompe sono orizzontali del tipo a stadi con divisione radiale con giranti montate tra cuscinetti esterni.*

*Le principali caratteristiche costruttive sono le seguenti:*

- piedi di fusione con il corpo di aspirazione e mandata per una maggiore rigidità e robustezza
- connessioni flangiate secondo standard UNI-DIN-ANSI-JIS-ISO
- flangia di aspirazione ruotabile in tre posizioni
- giranti di tipo chiuso ad alta efficienza con girante di aspirazione a basso NPSH
- anelli di usura sostituibili
- cuscinetti esterni a bagno d'olio con oliatore a livello costante
- dispositivo di bilanciamento della spinta assiale a tamburo
- albero sovradimensionato per deflessioni minime.

### TECHNICAL FEATURES

Maximum capacity 500 m<sup>3</sup>/h

Maximum head 750 m

Maximum speed 3600 rpm, lowest critical speed over 5000 rpm

Simple or dual mechanical seal

Optional seal cooling

GH pumps can be supplied in a range of materials to offer custom compatibility with pumped liquid, another appealing feature of the pumps. The base version has a nodular cast iron body (GS 600) and G25 cast iron impellers, but special stainless steel pumps are available, such as Aisi 316, Duplex, Superduplex, Hastelloy B and C, Monel, Alloy 20 and others.

### DATI TECNICI

Portata max 500 m<sup>3</sup>/h

Prevalenza max 750 m

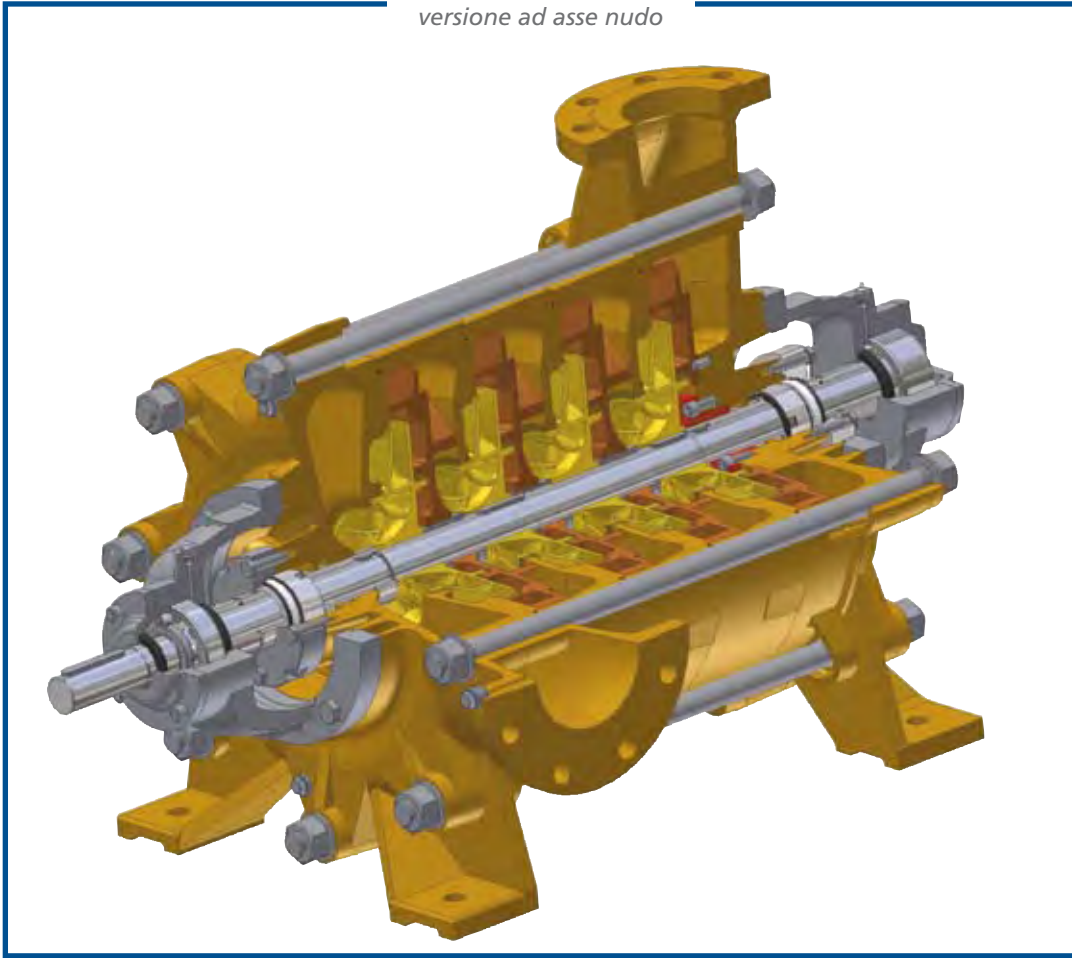
Velocità massime di 3600 rpm con prima velocità critica sopra i 5000 rpm

Tenuta meccanica semplice o doppia

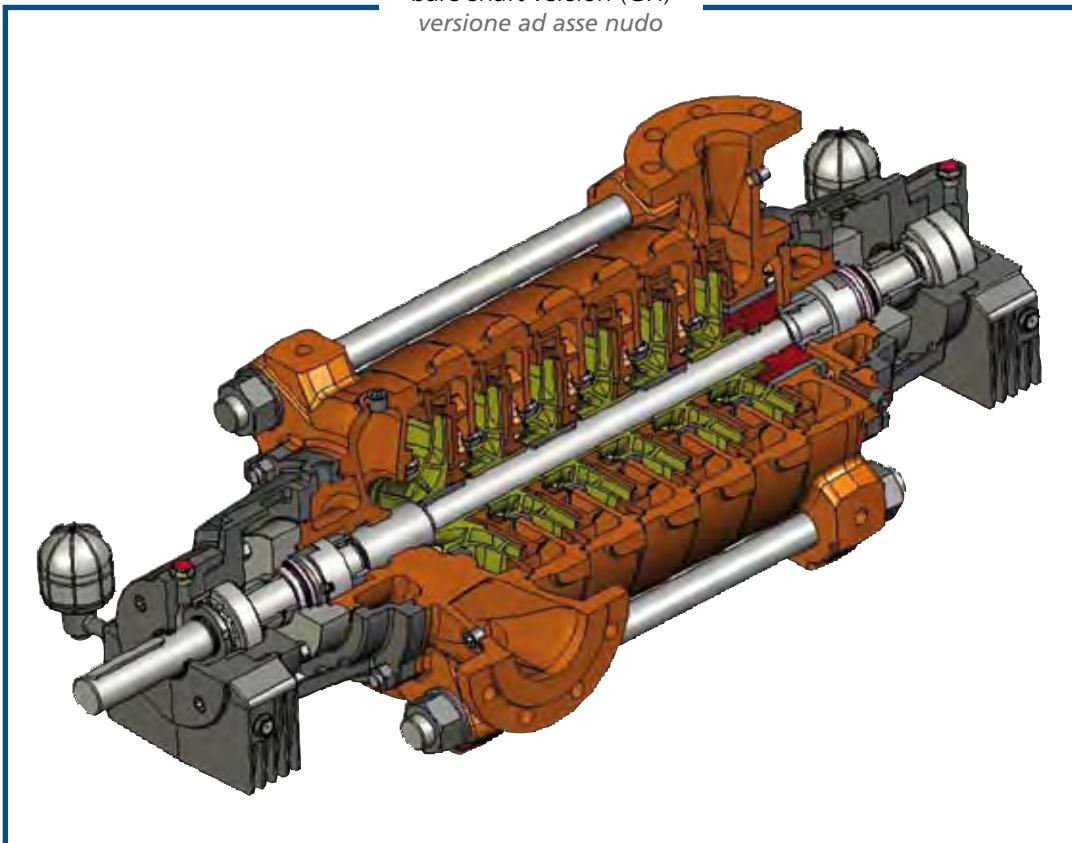
Possibilità di raffreddamento della tenuta e dei cuscinetti

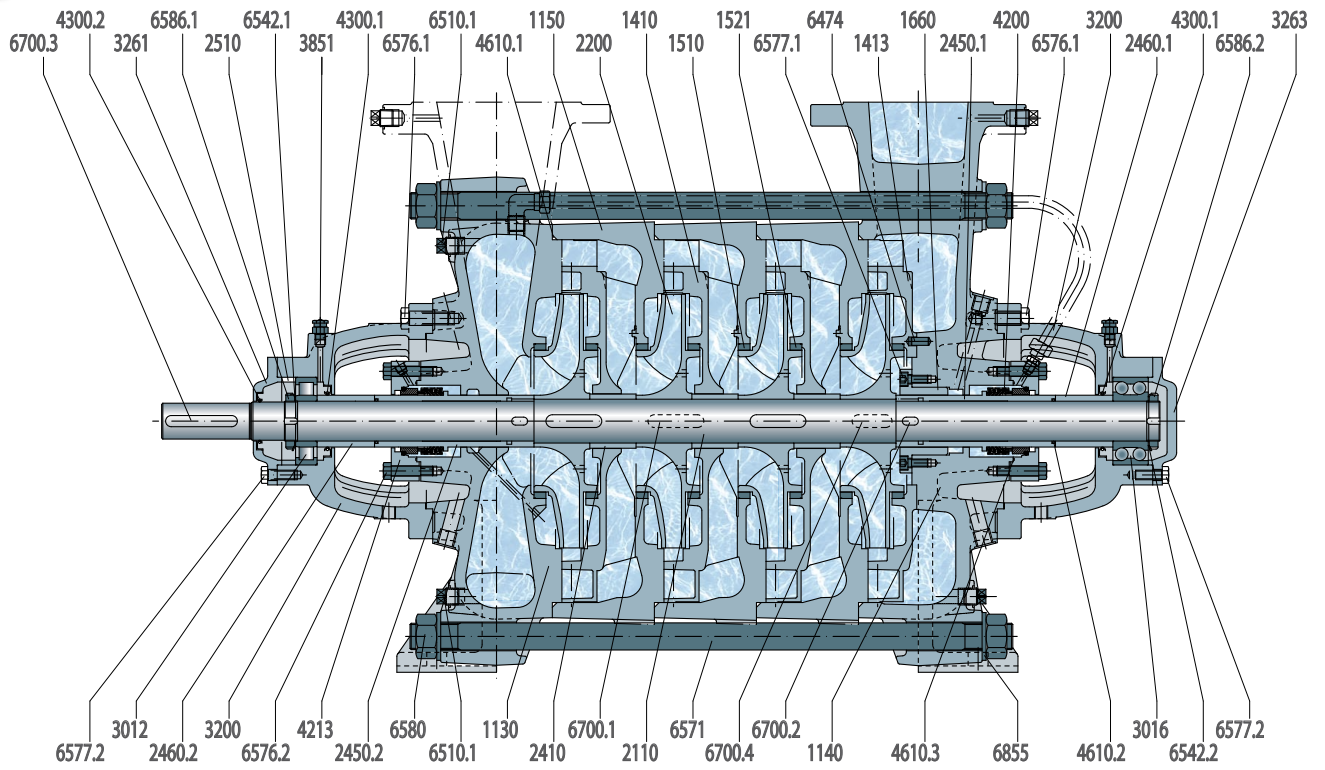
*Di sicuro interesse è anche la possibilità di fornire le pompe GH in diverse metallurgie per ogni specifico problema di compatibilità con il liquido pompato. La versione base viene prodotta con corpo in ghisa sferoidale GS600 e giranti in ghisa G25, ma è possibile avere pompe in acciai inossidabili speciali quali l'aisi 316, duplex, superduplex, Hastelloy B e C, Monel, Alloy 20 ed altro.*

bare shaft version (G)  
*versione ad asse nudo*



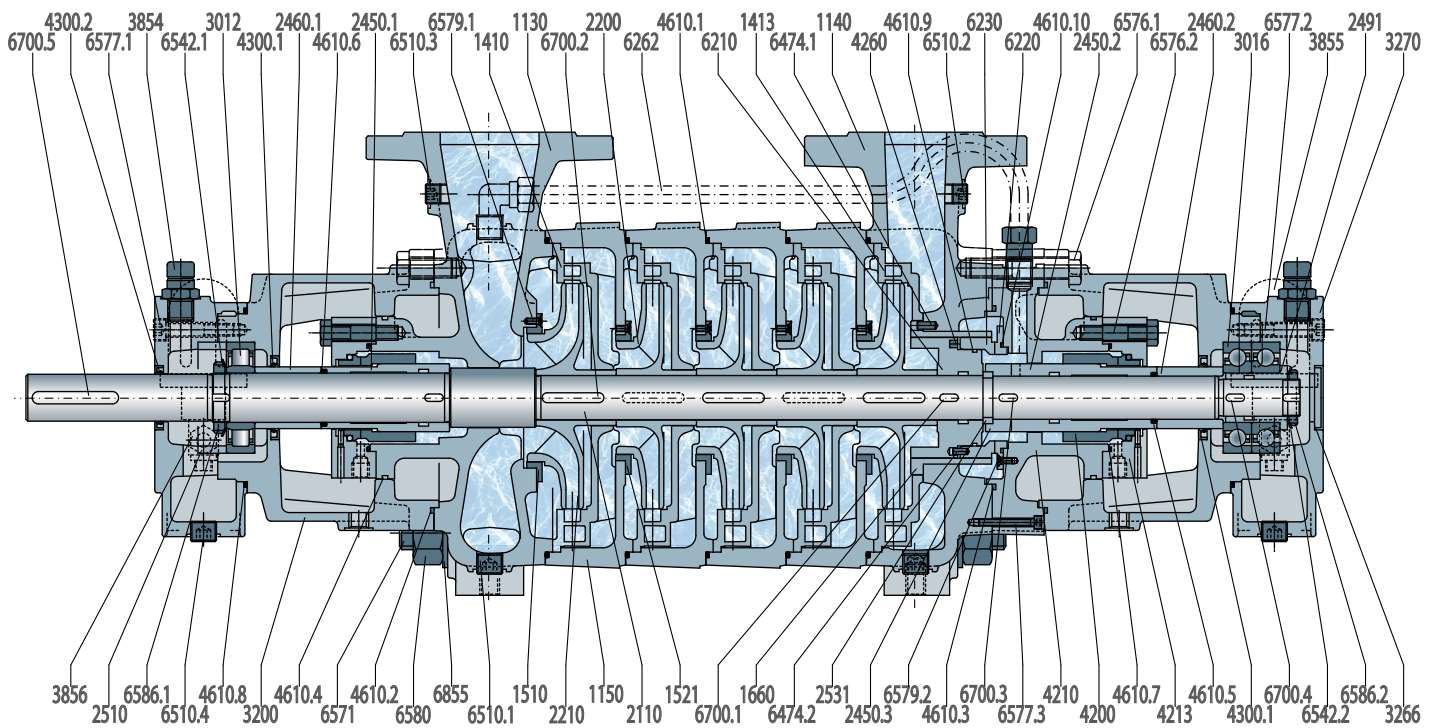
bare shaft version (GH)  
*versione ad asse nudo*





**LONGITUDINAL SECTION (G) - GREASE LUBRICATION VERSION**

*SEZIONE LONGITUDINALE - VERSIONE LUBRIFICATA A GRASSO*



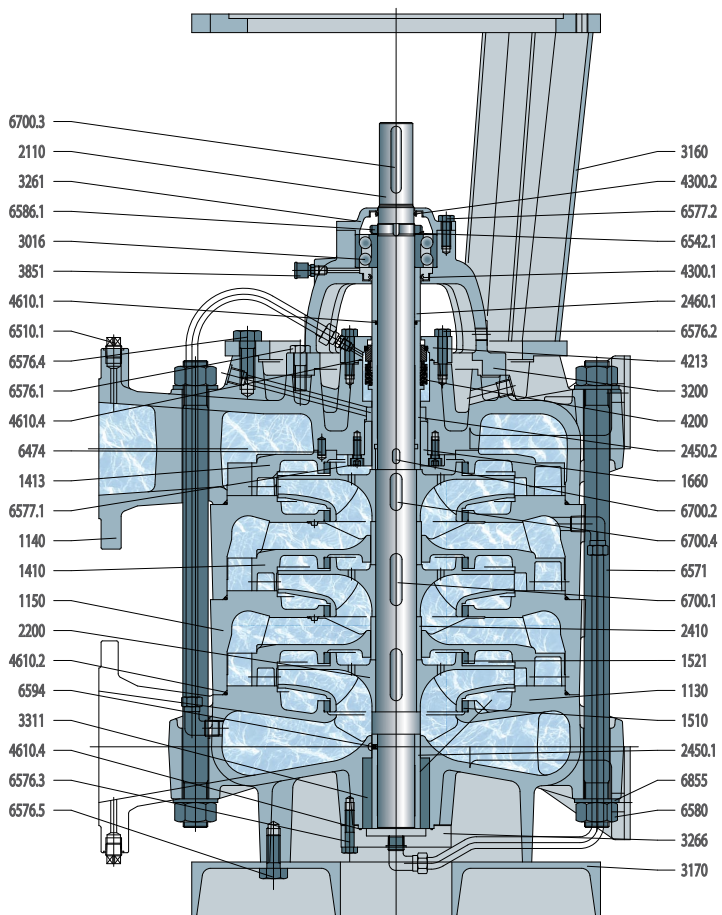
**LONGITUDINAL SECTION (GH)**

*SEZIONE LONGITUDINALE*



Pos	Description <i>Descrizione</i>
1130	Suction casing <i>Corpo aspirante</i>
1140	Discharge casing <i>Corpo premente</i>
1150	Stage casing <i>Corpo a mantello</i>
1410	Diffuser <i>Diffusore palettato</i>
1413	Diffuser, last stage <i>Diffusore ultimo stadio</i>
1510	Casing wear ring <i>Anello di usura</i>
1521	Wear ring <i>Anello di usura</i>
1660	Delivery casing bush <i>Boccola premente</i>
2110	Pump shaft <i>Albero della pompa</i>
2200	Impeller <i>Girante</i>
2210	Impeller suction stage <i>Girante di aspirazione</i>
2410	Interstage sleeve <i>Bussola interstadi</i>
2450.1	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
2450.2	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
2450.3	Shaft sleeve <i>Camicia d'albero</i>
2460.1	Spacer sleeve <i>Bussola distanziatrice</i>
2460.2	Spacer sleeve <i>Bussola distanziatrice</i>
2491	Locating bearing collar <i>Bussola</i>
2510	Spacer ring <i>Anello distanziatore</i>
2531	Retaining ring <i>Anello d'arresto</i>
3012	Roller bearing <i>Cuscinetto a rulli</i>
3016	Ball bearing <i>Cuscinetto a sfere</i>

Pos	Description <i>Descrizione</i>
3160	Motor stool <i>Lanterna motore</i>
3170	Pump stool <i>Basamento</i>
3200	Bearing housing <i>Supporto</i>
3261	Bearing cover <i>Coperchio supporto</i>
3263	Bearing cover <i>Coperchio supporto</i>
3266	Bearing end cover <i>Coperchio supporto</i>
3270	Oil lubrication cover <i>Coperchio lubrificazione</i>
3311	Bearing bush <i>Boccola</i>
3851	Greaser <i>Ingrassatore</i>
3854	Oil filler plug <i>Tappo per l'olio</i>
3855	Constant level oiler <i>Oliatore livello costante</i>
3856	Spia dell'olio <i>Oil level</i>
4200	Mechanical seal <i>Tenuta meccanica</i>
4210	Seal housing <i>Scatola tenuta</i>
4213	Mechanical seal cover <i>Coperchio della tenuta</i>
4260	Molla <i>Spring</i>
4300.1	Radial shaft seal <i>Anello di tenuta</i>
4300.2	Radial shaft seal <i>Anello di tenuta</i>
4610.1	O-ring <i>O-ring</i>
4610.2	O-ring <i>O-ring</i>
4610.3	O-ring <i>O-ring</i>
4610.4	O-ring <i>O-ring</i>
4610.5	O-ring <i>O-ring</i>
4610.6	O-ring <i>O-ring</i>
4610.7	O-ring <i>O-ring</i>
4610.8	O-ring <i>O-ring</i>
4610.9	O-ring <i>O-ring</i>
4610.10	O-ring <i>O-ring</i>
6210	Balance drum <i>Tamburo di equilibrio</i>
6220	Anello statico <i>Static ring</i>
6230	Anello rotante <i>Rotating ring</i>
6262	Balance piping <i>Condotto di scarico</i>
6474._	Cylindrical setting pin <i>Spina cilindrica</i>
6510.1	Screw plug <i>Tappo filettato</i>
6510.2	Screw plug <i>Tappo filettato</i>
6510.3	Screw plug <i>Tappo filettato</i>
6510.4	Screw plug <i>Tappo filettato</i>
6542.1	Lockwasher <i>Rosetta per ghiera</i>
6542.2	Lockwasher <i>Rosetta per ghiera</i>
6571	Housing tie bolt <i>Tirante del corpo</i>
6576._	Screw <i>Vite</i>
6577._	Screw <i>Vite</i>
6579._	Screw <i>Vite</i>
6580	Nut <i>Dado</i>
6586.1	Locknut <i>Ghiera a tacche</i>
6586.2	Locknut <i>Ghiera a tacche</i>
6594	Set screw <i>Grano</i>
6700._	Key <i>Chiavetta</i>
6855	Plain washer <i>Rosetta piana</i>

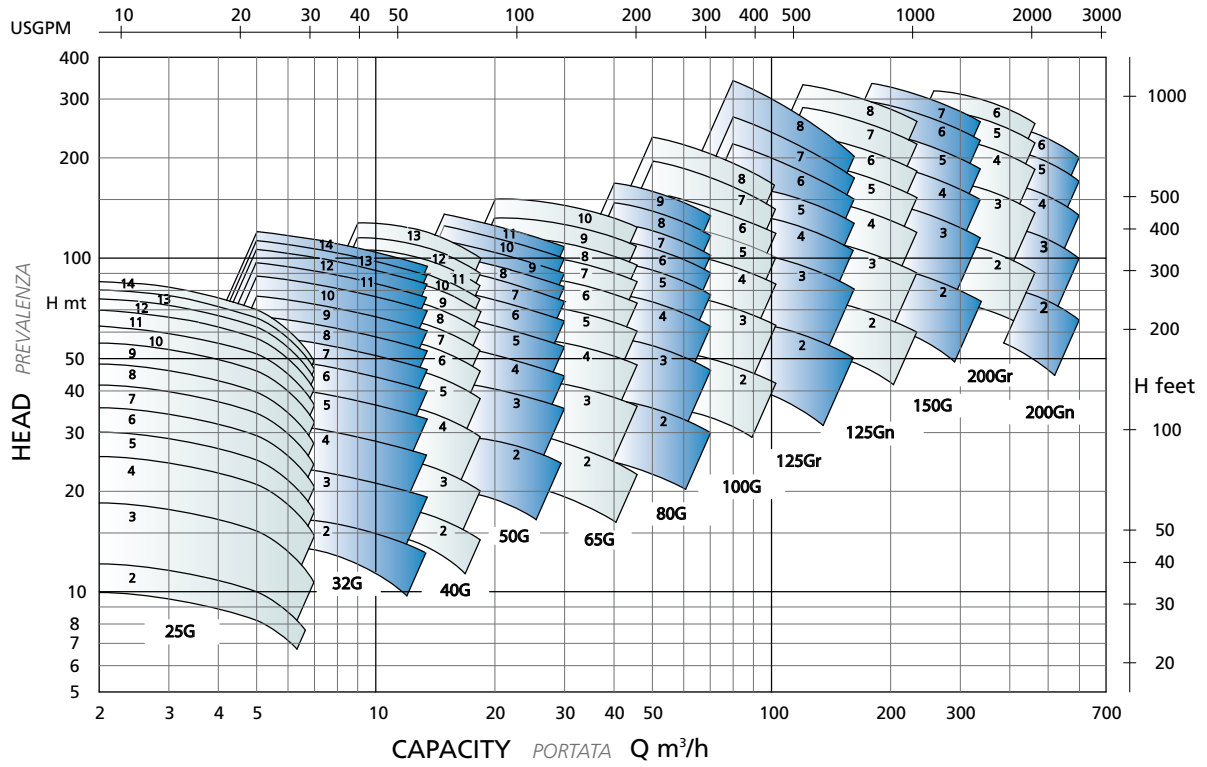


**VERTICAL VERSION (GV)**  
VERSIONE VERTICALE



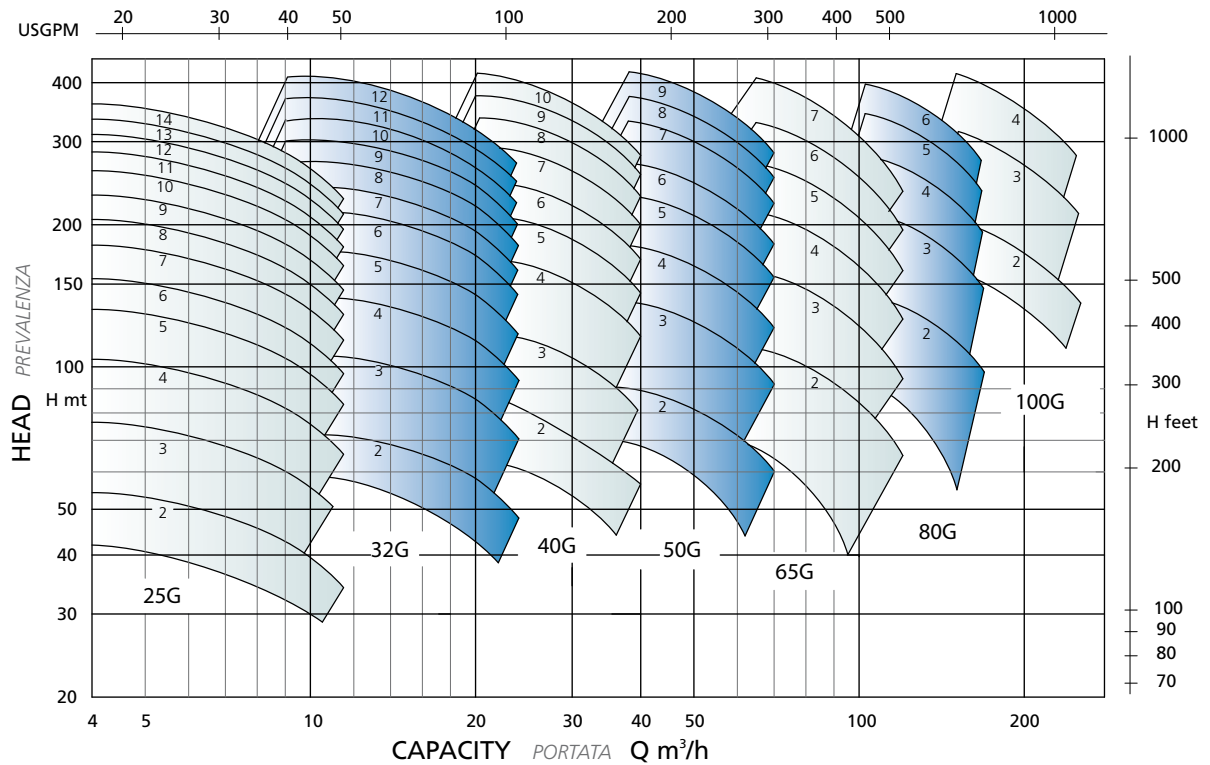
PERFORMANCES (G) PRESTAZIONI

1450 RPM



PERFORMANCES (G) PRESTAZIONI

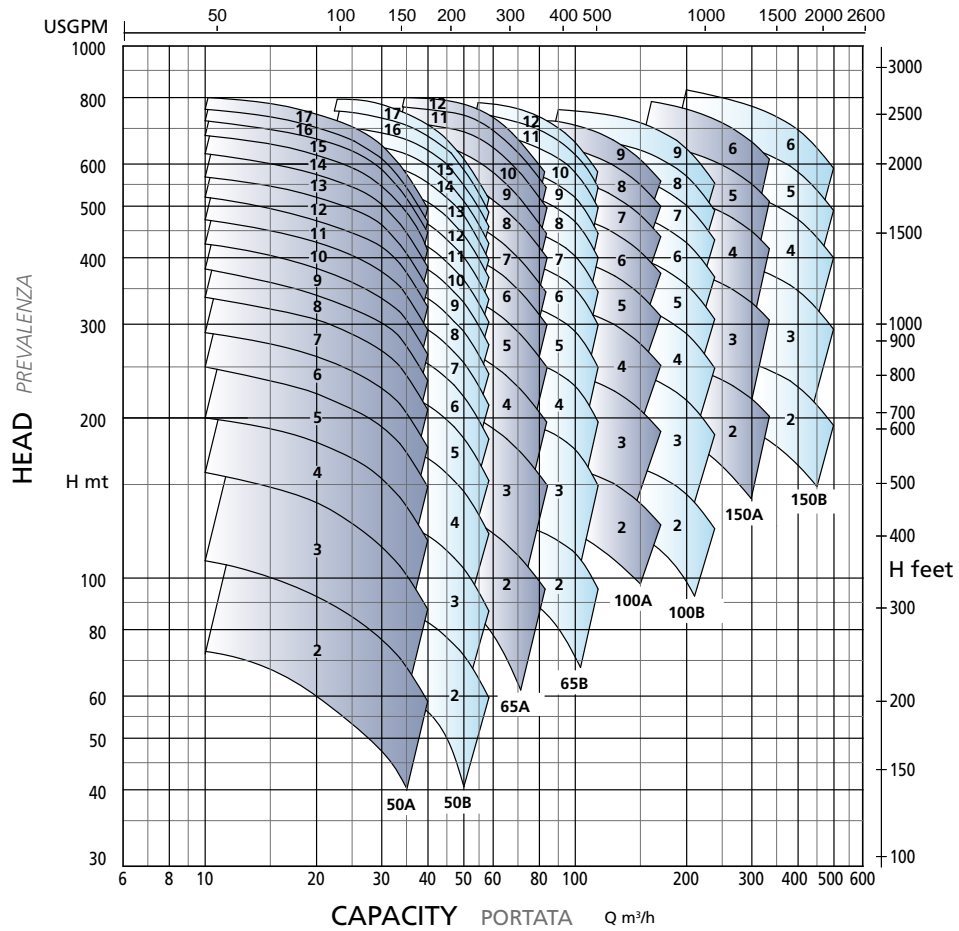
2900 RPM



Operating diagrams at 60 Hz for G pumps also available. Contact our main office.  
 I campi di lavoro delle pompe G sono disponibili anche a 60 Hz. Contattare il nostro ufficio.

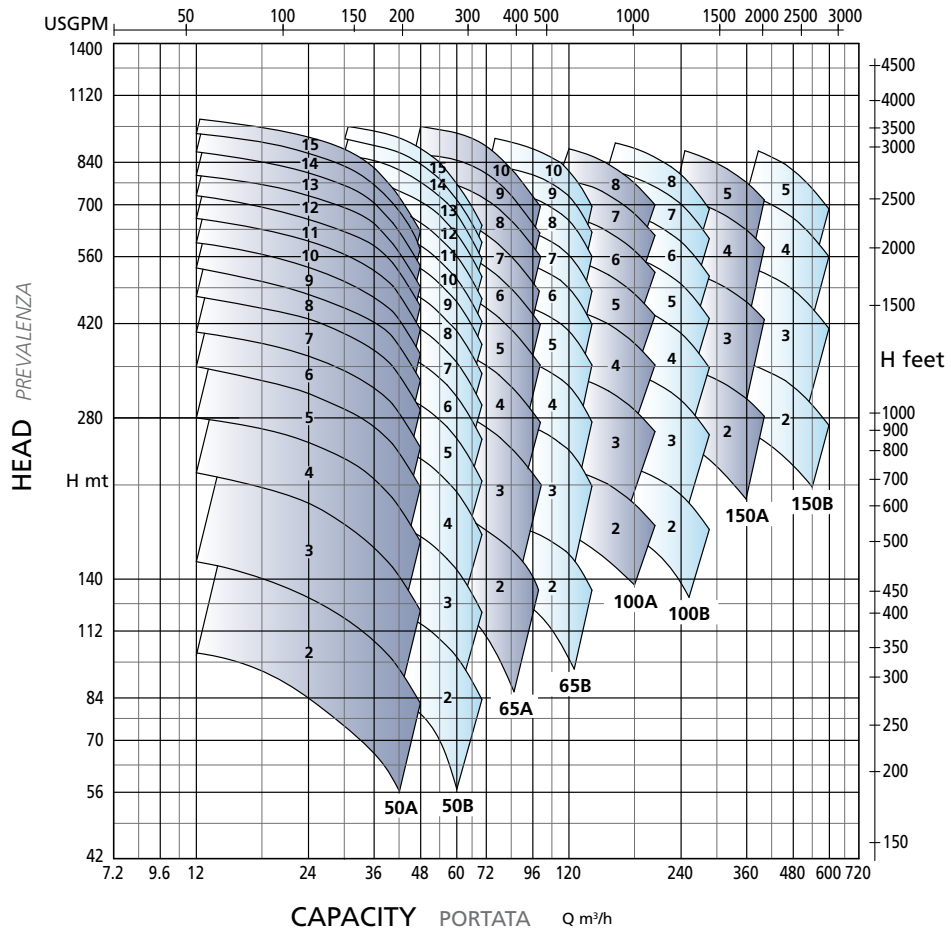
## PERFORMANCES (GH) PRESTAZIONI

### 2900 RPM



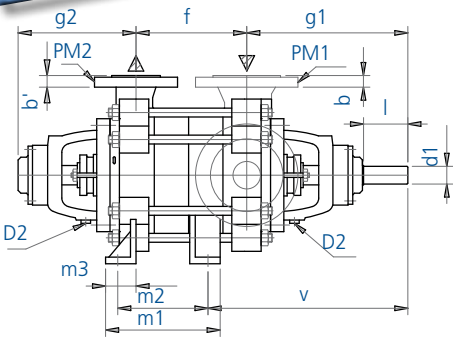
## PERFORMANCES (GH) PRESTAZIONI

### 3500 RPM

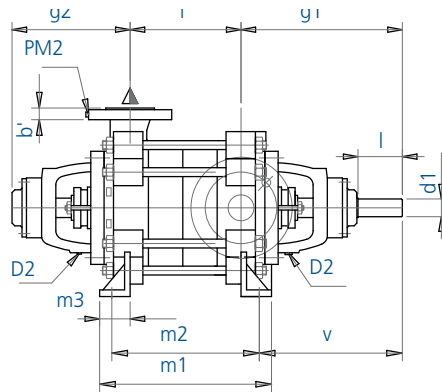




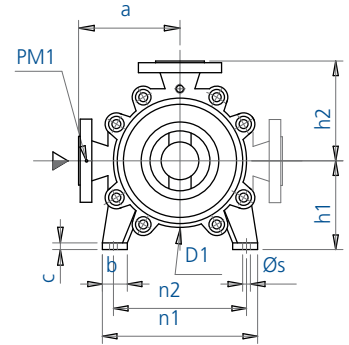
**OVERALL DIMENSIONS (G)**  
DIMENSIONI DI INGOMBRO (G)



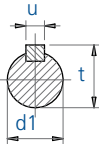
pump type 25 G ÷ 65 G  
pompa tipo 25 G ÷ 65 G



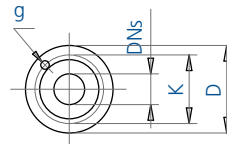
pump type 80 G ÷ 200 G  
pompa tipo 80 G ÷ 200 G



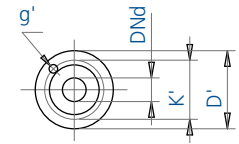
PUMP SHAFT SECTION  
SEZ. ALBERO POMPA



SUCTION FLANGE  
FL. ASPIRAZIONE



DISCHARGE FLANGE  
FL. MANDATA



KEY ACCORDING TO UNI 6604  
CHIAVETTA SECONDO UNI 6604

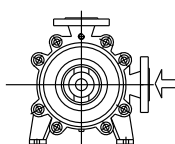
PUMP DIMENSIONS DIMENSIONI POMPA													WEIGHT (KG) PESO (KG)		PUMP TYPE POMPA TIPO	SUCTION FLANGE BOCCA ASPIR.	DELIVERY FLANGE BOCCA MAND.	FLANGES DIMENSIONS DIMENSIONI FLANGE UNI 2223 - 2229 - PN 16-40										BEARING BRACKET DRAIN DRENAGGIO SUPPORTO	CASING PUMP DRAIN DRENAGGIO CORPO POMPA	VACUUM GAUGE MANOVUOTOMETRO	PRESSURE GAUGE MANOMETRO							
a	g1	h1	h2	g2	b	c	m3	n1	n2	s	v	d1	l	t	u	2 stages pump Pompa a 2 stadi	+1 stage +1 stadio	DNs PN16	DNd PN40	D	D'	b	b'	K	K1	g	g'	n° holes n° fori DNs DNd		D2	D1	PM1	PM2					
160	274	132	160	208	45	14	55	250	215	15	320	28	60	30,9	8	70	12	25 G	40	32	150	140	16	18	110	100	18	18	4	4	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
180	268	160	180	206	45	14	55	280	245	15	325	28	60	30,9	8	85	16	32 G	50	32	165	140	18	18	125	100	18	18	4	4	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
180	291	160	180	213	45	14	55	280	245	15	361	32	80	35,3	10	100	18	40 G	65	40	185	150	18	18	145	110	18	18	4	4	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
200	297	160	200	219	45	14	55	280	245	15	378	32	80	35,3	10	125	22	50 G	80	50	200	165	20	20	160	125	18	18	8	4	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
240	310	180	240	226	60	16	65	320	280	15	380	32	80	35,3	10	155	29	65 G	100	65	220	185	22	24	180	145	18	18	8	8	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
240	310	180	240	226	60	16	65	320	280	15	270	32	80	35,3	10	130	30	80 G	100	80	220	200	22	26	180	160	18	18	8	8	3/8" G	1/4" G	1/4" G	1/4" G				
305	361	215	305	253	80	22	80	425	350	22	311	40	110	43,3	12	200	45	100 G	125	100	250	235	24	26	210	190	18	22	8	8	3/8" G	3/8" G	3/8" G	3/8" G				
400	420	315	400	324	105	25	125	560	455	25	345	45	110	48,8	14	515	105	125 G	150	125	285	270	30	26	240	220	22	25	8	8	3/8" G	1/2" G	1/2" G	1/2" G				
450	490	375	450	387	140	30	150	700	560	33	395	50	110	54,3	16	800	155	150 G	200	150	340	300	30	34	295	250	22	25	12	8	3/8" G	3/8" G	3/8" G	3/8" G				
500	580	415	500	434	150	35	165	750	620	39	480	60	140	64,4	18	100	200	200 G	250	200	405	375	34	38	355	320	25	30	12	12	3/8" G	3/8" G	3/8" G	3/8" G				

NUMBER OF STAGES NUMERO DI STADI	PUMP TYPE POMPA TIPO																																			
	25 G			32 G			40 G			50 G			65 G			80 G			100 G			125 G			150 G			200 G								
	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2	f	m1	m2
2	111	142	98	122	142	98	138	145	101	157	153	109	172	191	141	172	302	252	221	381	321	273	523	423	330	630	520	420	740	610						
3	168	199	155	179	199	155	200	207	163	222	218	174	252	271	221	252	382	332	316	476	416	401	651	551	470	770	660	590	900	770						
4	225	256	212	236	256	212	262	269	225	287	283	239	332	351	301	332	462	412	411	571	511	529	779	679	610	910	800	760	1060	930						
5	282	313	269	293	313	269	324	331	287	352	348	304	412	431	381	412	542	492	506	666	606	657	907	807	750	1050	940	930	1220	1090						
6	339	370	326	350	370	326	386	393	349	417	413	369	492	511	461	492	622	572	601	781	721	785	1035	935	890	1190	1080	1100	1380	1250						
7	396	427	383	407	427	383	448	455	411	482	478	434	572	591	541	572	702	652	696	856	796	913	1163	1063	1030	1330	1220									
8	453	484	440	464	484	440	510	517	473	547	543	499	652	671	621	652	782	732	791	951	891	1041	1291	1191												
9	510	541	497	521	541	497	572	579	535	612	608	564	732	751	701	732	862	812																		
10	567	598	554	578	598	554	634	641	597	677	673	629	812	831	781																					
11	624	655	611	635	655	611	696	703	659	742	738	694																								
12	681	712	668	692	712	668	758	765	721																											
13	738	769	725	749	769	725	820	827	783																											
14	795	826	782	806	826	782																														
15	852	873	829																																	

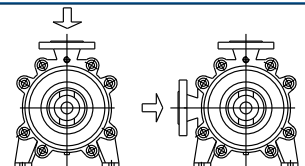
SUCTION FLANGE POSITION  
POSIZIONE DELLA FLANGIA  
DI ASPIRAZIONE

DRIVE END VIEW  
VISTA LATO COMANDO

STANDARD  
STANDARD



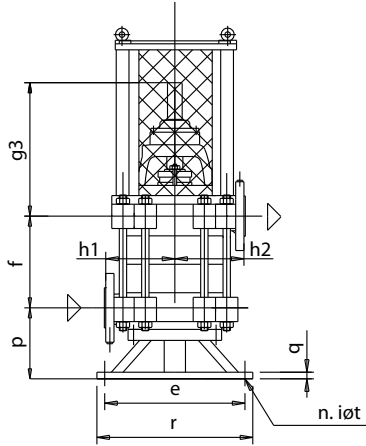
ON REQUEST  
SU RICHIESTA





## OVERALL DIMENSIONS (GV)

DIMENSIONI DI INGOMBRO (GV)

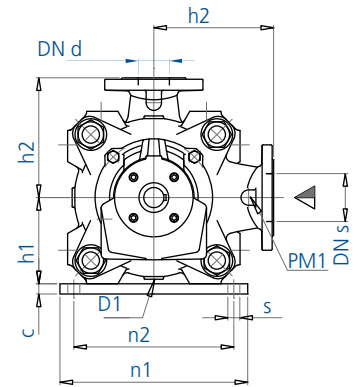
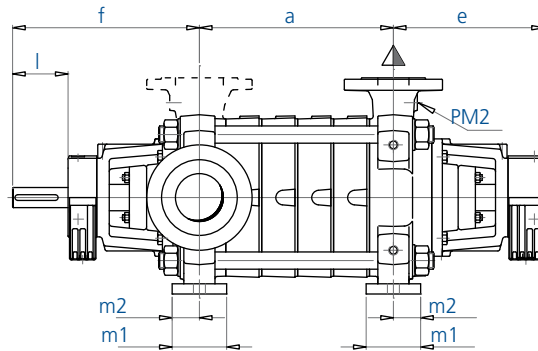
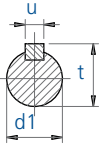


PUMP TYPE POMPA TIPO	PUMP DIMENSIONS DIMENSIONI POMPA						
	g3	p	r	e	i	t	q
25 GV	270	166	350	300	4	18	24
32 GV	268	160	350	300	4	18	24
40 GV	295	173	400	350	4	18	24
50 GV	301	179	400	350	4	18	24
65 GV	308	192	500	430	4	18	24
80 GV	308	192	400	350	4	18	24
100 GV	365	210	500	430	8	18	30
125 GV	439	240	550x550	450x450	4	18	85
200 GV	590	320	700x700	600x600	4	22	80+10

## OVERALL DIMENSIONS (GH)

DIMENSIONI DI INGOMBRO (GH)

PUMP SHAFT SECTION  
SEZ. ALBERO POMPA



Suction and delivery flanges view

Orientamento bocche aspirazione e mandata

SUCTION FLANGE PN16  
FLANGIA ASPIRAZIONE

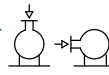
DISCHARGE FLANGE PN64 - PN100  
FLANGIA MANDATA

STANDARD  
STANDARD

DN s



ON REQUEST  
SU RICHIESTA

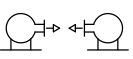


STANDARD  
STANDARD

DN d



ON REQUEST  
SU RICHIESTA



PUMP TYPE POMPA TIPO	DNs	DNd	N° STAGES N° STADI	a	e	f	h1	h2	c	m1	m2	n1	n2	s	d1	l	t	u	D1	PM1	PM2	WEIGHT (KG) PESO (KG)			
50	80	50	2	150																		110			
			3	215																			124		
			4	280																				138	
			5	345																				152	
			6	410																				166	
			7	475																				180	
			8	540																				194	
			9	605																				208	
			10	670																					222
			11	735			301	376	160	215	25	80	40	355	315	ø22	38	80	41	10	1/2"	3/8"	3/8"	236	
			12	800																				250	
			13	865																				264	
			14	930																				278	
			15	995																				292	
			16	1060																				306	
			17	1125																				320	
			65	100	65	2	180																		170
3	255																						190		
4	330																						210		
5	405																						230		
6	480																						250		
7	555																						270		
8	630																						290		
9	705																						310		
10	780																						330		
11	855																						350		
12	930																						370		
100	150	100				2	232																		195
			3	324																		227			
			4	416																		259			
			5	508																		291			
			6	600																		323			
			7	692																			355		
			8	784																			387		
150	200	150	2	305																		270			
			3	420																		322			
			4	535																		374			
			5	650																		426			
			6	765																		478			



**ISO 9001**  
Certification No. 38329



ATEX on request



## **POMPE GARBARINO S.p.A.**

### **Headquarters:**

Via Marengo, 44 - 15011 Acqui Terme (AL) - Italy - Tel. +39 0144.388671 - Fax +39 0144.55260  
E-mail: [info@pompegarbarino.it](mailto:info@pompegarbarino.it)

### **Milan Branch:**

Viale Andrea Doria, 31 - 20124 Milano - Italy - Tel. +39 02.67070037 - Fax +39 02.67070097  
E-mail: [info.filiale@pompegarbarino.it](mailto:info.filiale@pompegarbarino.it)

[www.pompegarbarino.com](http://www.pompegarbarino.com)

# TURBULO-MPB Bilge Water Separator Simplex-Turbulo-Systems



A company  
of ThyssenKrupp  
Marine Systems

**Blohm + Voss Industries**

Blohm+Voss

# TURBULO-MPB Bilge Water Separator



For more than 80 years we have been building Turbulo bilge water separators, which makes Blohm + Voss Industries one of the market leaders in separator technology. Turbulo separators have proven themselves in onboard operation for all types of vessels.

On the basis of our experience, we developed the bilge water separator series type Turbulo-MPB (Mechanical Phase Breaker). The Turbulo-MPB is designed for the treatment of bilge water on ships in accordance with the new IMO Resolution MEPC 107(49). The system not only reduces the oil/hydrocarbon contents to meet the most stringent international requirements like USCG, Great Lakes and St.Lorenz Seaways, but also holds back solid matter as well as the very small hydrocarbon particles.

## Description

The bilge water separator Turbulo-MPB is a classification-approved steel welded construction which is completely mounted on a foundation frame. It will be supplied wired and ready for operation with electric heating, temperature regulation, switch box, oil content alarm unit, valves, cocks, pressure gauges, safety valves and 3-way valves.

## The Turbulo-MPB System (Two-stage System)

### 1st Stage

The Turbulo-MPB bilge water separator operates as a pressure system. The system functions according to the principle of gravitation supported by oleophilic coalescer inserts called HEC (High Efficiency Coalescer) in the first stage. These coalescer inserts are corrosion resistant and offer a very large surface area at a high free volume. The oily water mixture is passed

through the separator by means of a special sized pump mounted on the first stage. The separated oil is drained out of the collecting space automatically by means of a level control. If the separator has to process heavy oil, a heating coil is installed in the oil collecting space to support the operation.

### 2nd Stage

The second „breaking” stage utilizes mechanically working „HycaSep” elements (Hydro Carbon Separation) to separate mechanical emulsions in accordance with the IMO-Resolution MEPC 107(49). The „HycaSep” elements work according to the principle of coalescence.

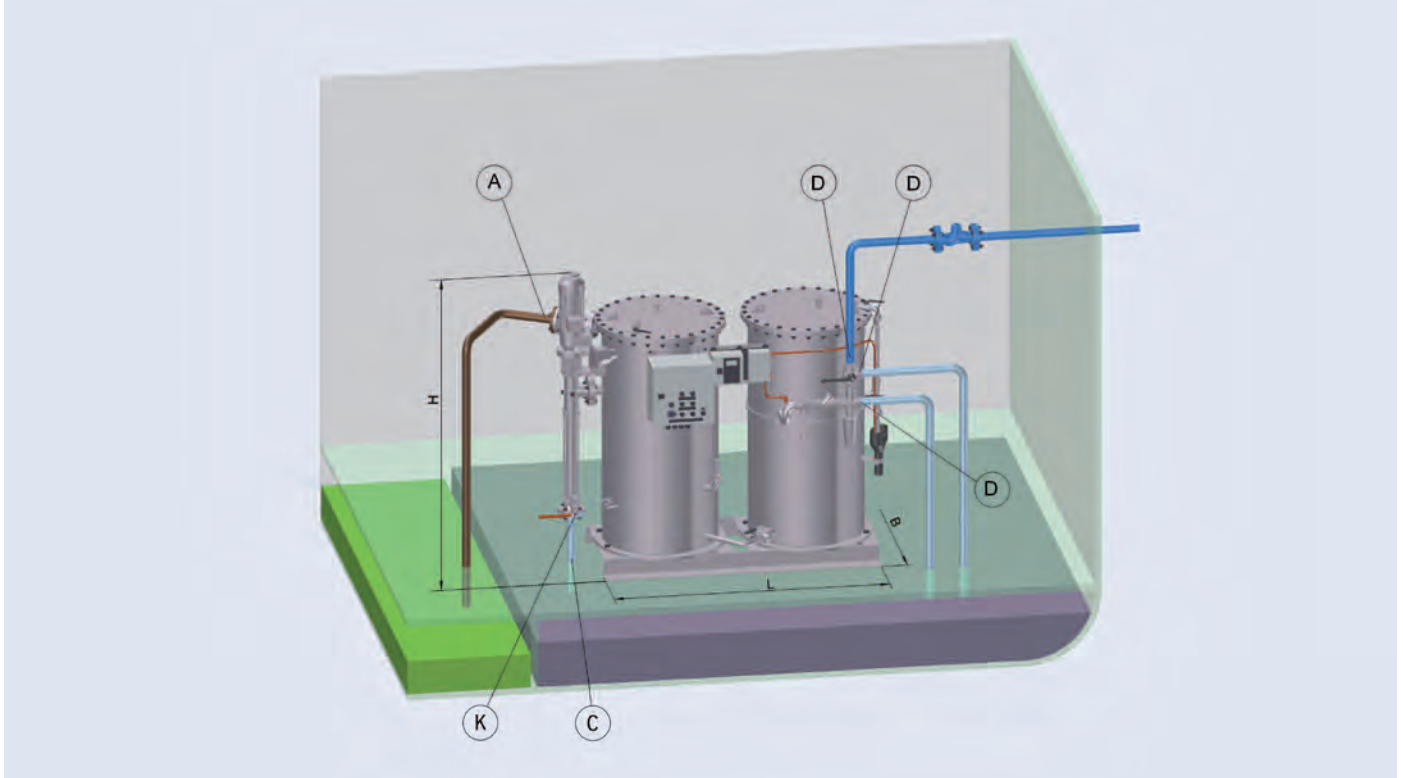
## Properties of the „HycaSep” Element

The „HycaSep” element was developed among others for the separation of oil/water mixtures with regard to the test fluid “C”

specified by MEPC. The element can take up and give off larger quantities of oil because of a primary and secondary coalescence function. Oil/water mixtures with a reduced interfacial tension are also separated. Higher oil concentrations are processed without substantial pressure losses during the MEPC 107(49) tests.

Coalescers like „HycaSep” collect hydrocarbons by adhesion and release the collected oil gravitationally. For holding back fine hydrocarbon particles, the coalescer has a suitable fibre structure being able to collect and release hydrocarbons even if they are contaminated by detergents. A loss of operating pressure due to solid particles necessitates replacing of the coalescer elements. For operation, maintenance and replacement work, no special training or skill is necessary.





TMPB		0.25	0.5	1	2.5	5	10
Capacity	m <sup>3</sup> /h	0.25	0.5	1	2.5	5	10
Weight empty, incl. pump	kg	235	235	360	650	1000	1650
Weight full, incl. pump	kg	345	345	545	1250	2070	3930
Inlet	C	DN 40	DN 40	DN 40	DN 40	DN 50	DN 65
Outlet	D	G 1/2	G 1/2	G 3/4	G 1	G 1 1/2	DN 50
Oil outlet	A	G 3/4	G 3/4	G 3/4	G 1 1/2	DN 50	DN 65
Dry running protection valve	K	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/2
Dimensions	L	870	870	900	1400	1700	2400
	B	400	400	425	640	780	1156
Total height	H	1463	1463	1728	1677	1861	1868

### 15 ppm Alarm Unit

For monitoring the purity of the discharge water several measuring unit types are available.

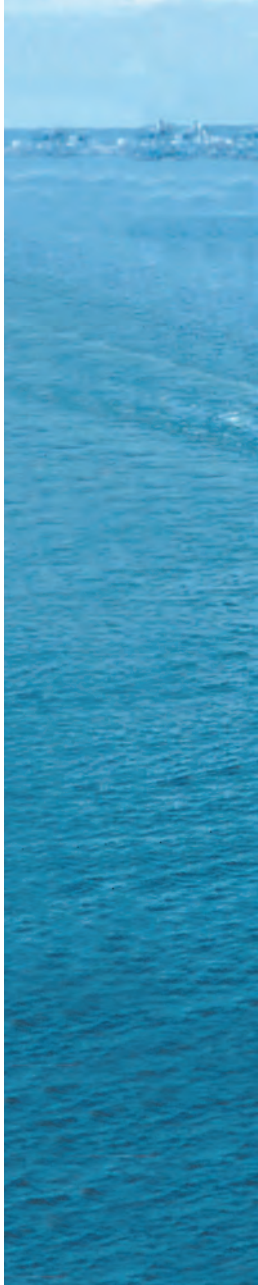
### The Advantages:

- Residual oil content in the outlet water well below 15 ppm (Test results near 1 ppm)
- Compact dimensions
- Small floor space required
- Simple installation
- Simple maintenance
- Fully automatic operation
- Separate installation of pump and 2nd stage possible

We are able to answer specific analytical questions, especially concerning the determination of hydrocarbons in regard to ISO 9377-2.

Our own lab supports the following analyses:

- Determination of particles in size and distribution
- Determination of the oil content according to ISO 9377-2
- Determination of streaming potential in an emulsion
- Determination of the relevant oil parameters
- Determination of the interfacial tension



**Blohm + Voss Industries GmbH**  
P.O. Box 11 22 89  
20422 Hamburg, Germany  
Phone: + 49 40 3011 - 2639  
Fax: + 49 40 3011 - 1950  
E-Mail: [sales.bvi@thyssenkrupp.com](mailto:sales.bvi@thyssenkrupp.com)  
Internet: [www.bv-industries.com](http://www.bv-industries.com)



**LIBROS.**

- **SOLAS EDICIÓN REFUNDIDA DE 2004.**

**Autor:** Organización Marítima Internacional (OMI).

**Publicado por:** Organización Marítima Internacional (OMI).

**Editorial:**

**ISBN:** 92-801-0091-2.

- **CONSTRUCCION NAVAL. NOMENCLATURA Y TECNOLOGÍA NAVALES “VOL 1”.**

**Autor:** Francisco Fernández González.

**Publicado por:** Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales (S.A). Madrid

**Editorial:**

**ISBN:**

- **MECÁNICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS.**

**Autor:** José Agüera Soriano.

**Editorial:** Ciencia 3SA.

**ISBN:** 9788495391018.

- **APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS “VOL 1”.**

**Autor:** A. Kayode Coker.

**Editorial:** Gulf Publishing Company.

**ISBN:** 978-0-7506-7766-0.





- **BOMBAS. TORÍA, DISEÑO Y APLICACIONES (TERCERA EDICIÓN).**

**Autores:** Manuel Viejo Zubicaray.

Javier Álvarez Fernández.

**Editorial:** Limusa.

**ISBN:** 9789681864439.

- **CONSTRUCCIÓN NAVAL Y SERVICIOS.**

**Autor:** Antonio Bonilla de la Corte.

**Editorial:**

**Publicado por:** Antonio Bonilla de la Corte. Madrid 1984.

**ISBN:** 84-398-2629-1984.

- **MANUAL DE ESTIBA PARA MERCANCÍAS SÓLIDAS.**

**Autor:** Ricardo González Blanco.

**Editorial:** Edicions UPC.

**ISBN:** 978-84-8301-894-1.

- **BULK CARRIER PRACTICE.**

**Autor:** Jack Isbester

**Publicado por:** The Nautical Institute

**ISBN:** 1870077164

- **EL BULK- CARRIER EN LA PRÁCTICA.**

**Autor:** José Antonio Bustabad Rey

**Editorial:** Urmo S.A.

**ISBN:** 84-314-0345-4



- LIBRO DE APUNTES DE LA ASIGNATURA “SISTEMAS AUXILIARES DEL BUQUE”.

#### CONSULTAS EN PÁGINAS DE INTERNET.

- [www.imo.org](http://www.imo.org)  
Página de la Organización marítima internacional.  
Fecha última consulta: 19/05/09.
- <http://www.nauticexpo.es/prod/blohm-voss-industries/separador-vertical-de-aceite-agua-para-buques-para-agua-de-sentina>  
Página del fabricante del separador de sentinas.  
Fecha última consulta: 13/07/09.
- <http://www.pompegarbarino.com/allegati/file/G-GH%20.pdf>  
Página del fabricante de bombas centrífugas.  
Fecha última consulta: 28/07/09.
- <http://www.intercargo.org/dry-cargo-industry/58-trades.html>  
Página de la Asociación Internacional de Armadores de Carga Seca.  
Fecha última consulta: 1/05/09.
- <http://www.lr.org/Industries/Marine/Rules+and+Regulations.htm>  
Página oficial de la Sociedad de Clasificación Lloyd’s Register of Shipping.  
Fecha última consulta: 18/08/09.



- <http://www.gl-group.com/infoServices/rules/pdfs/english/grp-e.pdf>  
Página oficial de la Sociedad de Clasificación Germanischer Lloyds.  
Fecha última consulta: 25/07/09.
- [http://www.comeval.es/formacion\\_glosario\\_2007.htm](http://www.comeval.es/formacion_glosario_2007.htm)  
Página sobre tipos de válvulas.  
Fecha última consulta: 21/05/09.
- <http://pdf.directindustry.es/pdf/interapp/bianca-valvula-de-mariposa/26421-4461-2.html>  
Página sobre tipos de válvulas.  
Fecha última consulta: 18/05/09.
- [www.schaeffler.com/.../screw\\_spindle\\_pumps.jsp](http://www.schaeffler.com/.../screw_spindle_pumps.jsp)  
Página sobre tipos de bombas.  
Fecha última consulta: 02/02/10.
- [www.sapiensman.com/.../neumatica\\_hidraulica9.htm](http://www.sapiensman.com/.../neumatica_hidraulica9.htm)  
Página sobre tipos de bombas.  
Fecha última consulta: 02/02/10.
- [www.fisicahoy.com](http://www.fisicahoy.com)  
Página de información sobre física.  
Fecha última consulta: 15/08/09.



