

Universidad de **Cádiz**

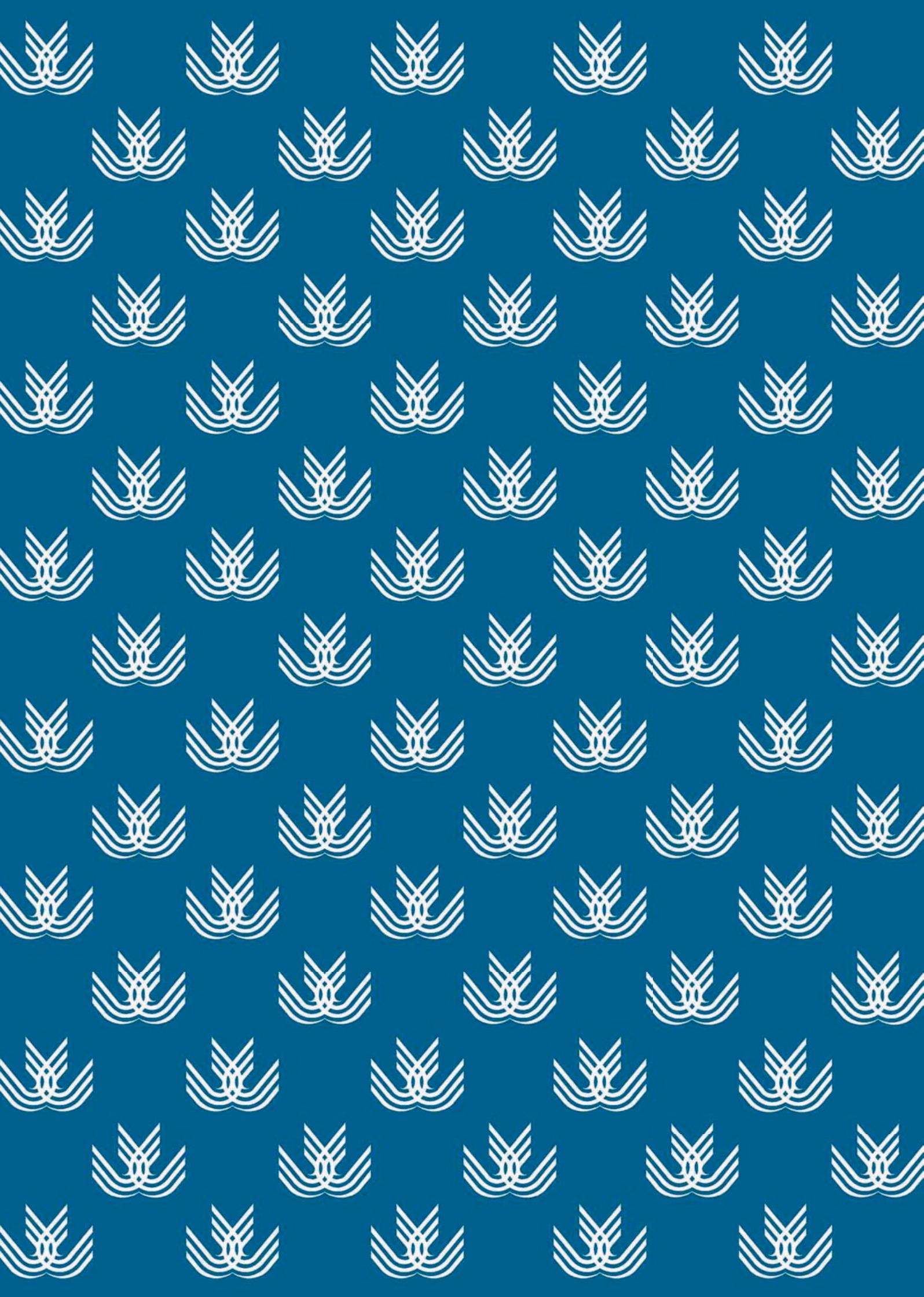
Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

**Diseño del sistema de control y supervisión del
servicio de impulsión de crudo de una planta
Offshore**

Javier MORENO MARTÍNEZ



Centro: E. U. I. T. NAVAL
Titulación: I. T. NAVAL
Fecha: Octubre 2006



ÍNDICE.

	Pag.
1.- RESUMEN	4
2.- INTRODUCCIÓN.....	5
3.- OBJETIVOS.....	7
4.- ESTADO DEL ARTE	
4.1.- Descripción del proceso de extracción y transporte de gas-petróleo mediante plataformas offshore.....	9
4.2.- Descripción de la planta de proceso objeto de este proyecto.....	23
4.2.1- descripción general del Proyecto Buzzard.....	24
4.2.2- descripción del sistema de impulsión de crudo.....	34
4.3.- Generalidades sistemas de bombeo.....	47
4.3.1 - parámetros de las maquinas.....	47
4.3.2 - potencia y rendimiento.....	48
4.3.3 - funcionamiento conjunto de bomba y tubería.....	50
4.3.4 - pérdidas de carga en conducciones.....	53
4.3.5 - coeficiente de fricción en tuberías.....	56
4.3.6 - resistencia de forma en tuberías.....	65
4.3.7 - tuberías en serie.....	68
4.3.8 - modelo matemático de las líneas.....	70
4.3.9 - curva motriz teórica $H-Q$	71
4.3.10 - curvas características reales.....	76
4.3.11 - funcionamiento a velocidad angular variable.....	80
5.- ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL SISTEMA COMPUESTO POR LAS BOMBAS BOOSTER PARA EL TRANSPORTE DEL CRUDO EXTRAIDO	
5.1.- Descripción de las características del sistema de flujo objeto de este proyecto.....	85
5.2.- Cálculo de las características del sistema de tuberías de fuel proveniente de las bombas Booster.....	86
5.3.- Cálculo de las ecuaciones de las curvas características de las bombas.....	101
5.4.- Determinación del punto de funcionamiento de la instalación..	120
5.5.- Análisis de funcionamiento del sistema.....	125

6.-	DETERMINACIÓN, CONTROL Y PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA	
6.1.-	Características del motor de la bomba Booster P-1402.....	132
6.2.-	Determinación del variador de velocidad.....	133
6.2.1.-	Justificación.....	133
6.2.2.-	Características generales del variador de velocidad ATV61.....	133
6.2.3.-	Determinación del modelo de ATV61 a utilizar.....	134
6.2.4.-	Otras características convenientes de conocer sobre el ATV61.....	135
6.3.-	Diseño del PID de consigna.....	140
6.3.1.-	Circuito de potencia.....	147
6.3.2.-	Circuito de control.....	148
6.4.-	Programación/Configuración del variador de velocidad ATV61 para la aplicación del proyecto.....	149
6.5.-	Diseño del sistema de Control.....	159
6.6.-	Diseño del sistema de Supervisión.....	161
7.-	CONCLUSIONES Y PROPUESTAS DE MEJORA DEL SISTEMA.....	171
8.-	BIBLIOGRAFÍA.....	172

1.- RESUMEN

El transporte de crudo de una planta offshore está compuesto por varios sistemas de bombeo entre los que se encuentra el denominado sistema Booster, objeto del estudio y análisis que se desarrolla en este Proyecto.

Durante las fases de construcción, montaje y Comissioning que tienen lugar en una planta de estas características, todo el trabajo se desarrolla partiendo de unos equipos, sistemas y servicios cuyo diseño viene desarrollado como también establecidos los criterios de funcionamiento.

En este Proyecto, se ha analizado el sistema Booster de bombeo de crudo que es el que transporta este fluido a la bomba de impulsión principal (P-1701) para su transporte, después de haber pasado a través de los separadores de agua y gas. Dicho análisis, ha consistido en el desarrollo del cálculo de la curva resistente del sistema de transporte, cálculo del punto de máximo rendimiento de la bomba, cálculo del punto de funcionamiento del sistema y, finalmente, diseño de un sistema de automatismo mediante variadores de velocidad de giro del motor de la bomba al objeto de que se mantenga la presión necesaria a la salida de la bomba Booster. Es ésta precisamente una innovación que se ha introducido en el sistema, no reflejada en el diseño de éste, y que supone un ahorro de energía de cierta magnitud, como corresponde al empleo de este tipo de regulación y control. Partiendo de esta base, en este Proyecto se ha realizado un análisis profundo del sistema dirigido en tres direcciones. La primera, comprobar que la bomba elegida es acorde con el sistema de tuberías, la segunda calcular el punto de máximo rendimiento del sistema y realizar un análisis de su comportamiento a lo largo de su vida y tercera diseñar un automatismo que mantenga a la bomba funcionando en dicho punto en todo momento. Para ello, se ha partido en primer lugar de los datos reflejados en el diseño del sistema de tuberías, de los datos obtenidos en banco de pruebas de la bomba y de los valores de caudal y presión necesarios en el sistema de transporte.

Por último, se ha hecho un estudio para determinar el variador de velocidad necesario para conservar en sus valores óptimos el sistema objeto de estudio.

2.- INTRODUCCIÓN

El sistema de bombeo Booster de una planta offshore, está diseñado para unas condiciones de aspiración y descarga determinadas, es decir que el propio diseño establece unos valores de presión y caudal tanto en la aspiración como en la descarga que deben ser mantenidos en todo momento y que deben ser suministrados por una bomba centrífuga cuyas características de funcionamiento son facilitadas por el fabricante de la misma y comprobadas en banco de pruebas antes de su instalación a bordo en la fase de Precomissioning.

Lógicamente estos valores de presión y caudal pueden ser obtenidos por múltiples y variados equipos de bombeo pero lo que no se puede asegurar es que todos estos equipos de bombeo realicen la función con el máximo rendimiento energético, por tanto habrá que realizar un análisis exhaustivo de las condiciones de trabajo de la bomba y el sistema al objeto de determinar el equipo óptimo de bombeo a instalar. En primer lugar, en este Proyecto, se han realizado los cálculos necesarios para el diseño del sistema de tuberías partiendo de las longitudes, diámetros y accesorios que componen el sistema de conducción de crudo entre las bombas Booster y Principal. Para ello se han empleado las ecuaciones de Darcy-Weissbach, Colebrook-White así como el diagrama de Moody de todos conocidos, con las cuales se ha obtenido la ecuación de la curva resistente del sistema. A modo comparativo, también se ha desarrollado y definido la ecuación del modelo matemático al que respondería dicho sistema, habiéndose observado su exactitud con la obtenida con los métodos citados anteriormente.

De los datos de prueba de la bomba en banco, se ha obtenido su curva característica utilizando el método de los mínimos cuadrados para los tres diámetros de impulsor de los que va provisto la misma.

Mediante la resolución del sistema formado por ambas ecuaciones, se ha comprobado que efectivamente el diseño está realizado de manera que el punto de funcionamiento del sistema tubería-bomba está muy próximo al de funcionamiento óptimo del equipo de bombeo para el caso de utilización del impulsor de mayor diámetro, algo más alejado para el caso del impulsor de menor diámetro y exactamente coincidente en el caso de diámetro medio. Quiere esto decir que lo correcto es elegir el impulsor de diámetro medio, aunque hay que

tener en cuenta que estas condiciones de funcionamiento sólo tienen lugar durante los primeros cinco años; a partir del sexto, los rendimientos disminuyen significativamente debido a que los caudales a transportar son cada vez menores según se puede observar en el estudio del comportamiento del sistema realizado para las diferentes etapas de extracción durante un periodo de 25 años.

Finalmente y al objeto de conservar de manera continua la presión necesaria en cada etapa durante el funcionamiento, se ha desarrollado un sistema de regulación de velocidad del motor de accionamiento de la bomba, innovación introducida en el sistema y uno de los objetivos fundamentales de este Proyecto.

3.- OBJETIVOS

Al objeto de establecer unas condiciones de funcionamiento de máximo ahorro energético en el sistema de bombeo Booster, estudiado en este Proyecto, se han trazado los siguientes objetivos:

- 1.- Definir la ecuación de la curva del sistema de bombeo.
- 2.- Definir la ecuación de la curva de la bomba.
- 3.- Definir el punto de rendimiento óptimo de la bomba dentro de la curva.
- 4.- Calcular el punto de funcionamiento del sistema.
- 5.- Analizar las posibles desviaciones del punto real con el óptimo a lo largo de toda la vida .
- 6.- Diseñar un sistema que mantenga a la bomba Booster en el punto de máximo rendimiento durante los cinco primeros años.
- 7.- Diseñar un sistema que mantenga la presión necesaria en el sistema de transporte de la bomba Booster en el resto de las etapas de operación a partir del sexto año.

Capítulo 4

ESTADO DEL ARTE

4.- ESTADO DEL ARTE

Este apartado estará dividido en dos partes, la primera en la que se hará una descripción general de los procesos de perforación, extracción y transporte de los productos extraídos y una segunda en la que se describirá la plataforma en la que se encuentra instalado el sistema objeto de este proyecto.

4.1.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE EXTRACCIÓN Y TRANSPORTE DE GAS-PETRÓLEO MEDIANTE PLATAFORMAS OFFSHORE

4.1.1.- EL PETRÓLEO, DESCRIPCIÓN GENERAL

4.1.1.1.-Origen del Petróleo.

Hay muchas teorías que pueden explicar el origen del petróleo; pero la de mayor aceptación tiene que ver con un origen orgánico. Ya que hace millones de años existieron animales, y vegetales de gran tamaño, así como los plancton (diminutas especies); cuando dichos vegetales y animales murieron se acumularon en mares, ríos etc. Y fueron sepultados por sedimentos, por lo que fueron sometidos a grandes presiones y temperaturas. En estas condiciones se produjo la transformación de dichos restos en petróleo y gas natural.

4.1.1.2.- El petróleo

El petróleo es un líquido aceitoso, inflamable, cuyo color varía de incoloro a negro y está formado por una mezcla de hidrocarburos, es un mineral natural líquido, que contiene miles de compuestos químicos dependiendo de la procedencia del mismo. La mayoría de los compuestos que se encuentran en el crudo son hidrocarburos, entre un 50 y un 98 %, aunque también lo forman multitud de metales pesados como el vanadio, el níquel, el hierro y el cobre. En menor concentración aparecen, a su vez, oxígeno, sulfuro y nitrógeno. Es de origen fósil y procede de la transformación de enormes masas de plantas, animales y materia orgánica en general, por acción de algunas bacterias. Se encuentra formando bolsas a profundidades que oscilan entre los 10 y los 3000 m. situando un 90%, entre los 1000 y 3000 metros. Mediante diversas operaciones de destilación y refino se obtienen de él distintos productos utilizables con fines energéticos o

industriales. Desde el año 1924 en que se construyó la primera plataforma petrolífera, que era de madera, en el Lago Maracaibo, la industria de plataformas offshore ha crecido desmesuradamente existiendo en 1976 un total de 374 unidades perforadoras. En la actualidad el número de plataformas se ha más que duplicado. En todas las fases que conlleva la industria del petróleo, desde la prospección hasta la extracción, transporte y utilización, se generan una serie de productos con una alto potencial contaminante, y perjudiciales para la salud ambiental (especialmente para el medio marino), y humana.

4.1.1.3. Las fases de la industria del petróleo

En todas las fases de la industria del petróleo se producen una serie de subproductos que, al igual que el crudo o los gases, son potencialmente tóxicos para la vida en las zonas de influencia de la explotación.

4.1.1.3.1.- Fase de Exploración y Prospección

Existen principalmente tres formas de explorar un territorio para determinar si en él existen o no, bolsas de petróleo o de gas.

- **Técnicas de radio:** con una serie de aparatos de radio, a partir de un barco, se emiten una serie de ondas desde la superficie que penetran en el lecho marino y rebotan produciendo distintas señales en función de la existencia de oquedades.
- **Vía satélite:** por medio de satélites espaciales se detectan zonas en el lecho marino donde existe mayor probabilidad de encontrar petróleo. Esta técnica no permite definir con exactitud la existencia de bolsas, y simplemente permite detectar indicadores de zonas aptas.
- **Métodos sísmicos:** para determinar la situación y extensión de los yacimientos de gas y petróleo se realizan una serie de detonaciones submarinas que generan unas ondas de resonancia que permiten descifrar la composición de la roca bajo el mar. Las explosiones son muy ruidosas y deben ser lo bastante fuertes como para penetrar en la roca y regresar al barco, y estamos hablando de profundidades que con frecuencia superan los 1000 m. Dentro de los sistemas sísmicos se incluyen:

- descargas eléctricas aire comprimido
- detonaciones con explosivos

La emisión de ondas de diferente longitud y frecuencia desde la superficie, que penetran en el lecho marino, y las detonaciones submarinas, parecen afectar al sistema de ecolocación de los cetáceos, alterando su comportamiento, capacidad de alimentación y orientación y rutas migratorias.

4.1.1.3.2.- Fase de Perforación

La perforación del lecho marino mediante la rotación de brocas de acero o de acero con punta de diamante, implica la generación de una serie de "barros o lodos" que facilitan la penetración en el sustrato. Estos "lodos" son una poderosa mezcla de minerales y productos químicos ácidos que se bombean pozo abajo para lubricar la cabeza del taladro, subir a la superficie los fragmentos desprendidos y taponar el pozo para evitar que escapen el gas o el petróleo. Toda esta mezcla de barros y productos químicos, ricos en metales pesados y tóxicos como el cadmio, el arsénico, el cobre, el mercurio y el plomo, que es generada, es arrojada al mar tras un proceso de depuración rudimentaria, siendo una importante fuente de contaminación. Se sabe que la vida marina muere en un radio de 500 m del pozo de perforación.

4.1.1.3.3.- Extracción.

EL proceso consiste en perforar un orificio con una barrera de hierro, a la cual se le van enroscando tubos de acero. Cuando el pozo hace contacto con el yacimiento, el petróleo asciende violentamente debido a la presión del gas.

Luego de haber realizado la perforación, el pozo está en condiciones de producir. En este momento puede ocurrir que el pozo sea puesto en funcionamiento por surgencia natural, lo que no ocurre en la mayoría de las perforaciones.

Dependiendo de varias circunstancias, tales como la profundidad del yacimiento, su presión, la permeabilidad de la roca reservorio, etc., el fluido llegará a la

superficie con caudales satisfactorios o no satisfactorios.

Los fluidos de un yacimiento –petróleo, gas, agua- entran a los pozos impulsados por la presión a los que están confinados en el mismo. Si la presión es suficiente,

el pozo resultará "surgente": produce sin necesidad de ayuda. Pero en la mayoría de los casos esta surgencia natural decrece y el pozo deja de producir: el pozo está ahogado. Para proseguir con la extracción se procede a la utilización de métodos artificiales de bombeo.

Los yacimientos tienen tres tipos principales de "empujes naturales", a saber:

- a. Empuje por gas disuelto (dissolved-gas drive). La fuerza propulsora es el gas disuelto en el petróleo que tiende a escapar y expandirse por la disminución de presión. La recuperación final suele ser inferior al 20%.
- b. Empuje de una capa de gas (gas-cap drive). Cuando el gas acumulado sobre el petróleo e inmediatamente debajo del techo de la trampa genera un empuje sobre el petróleo hacia los pozos. La recuperación de un campo con capa de gas es del 40/50%.
- c. Empuje hidrostático (water drive). La fuerza impulsora más eficiente para provocar la expulsión del petróleo del yacimiento es el empuje del agua acumulada debajo del petróleo. La recuperación en un yacimiento con este tipo de empuje explotado racionalmente puede llegar al 60%.

El mecanismo de surgencia natural es el más económico, ya que la energía es aportada por el mismo yacimiento. Los controles de la producción se realizan en la superficie por medio del llamado "árbol de Navidad", compuesto por una serie de válvulas que permiten abrir y cerrar el pozo a voluntad. La surgencia se regula mediante un pequeño orificio cuyo diámetro dependerá del régimen de producción que se quiera dar al pozo.

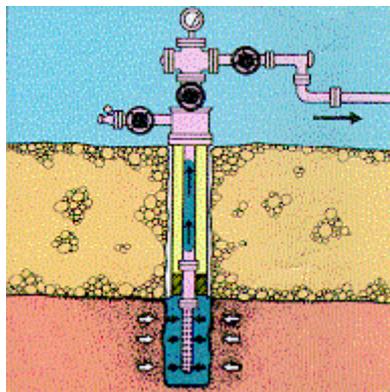


Figura 1. Esquema de pozo surgente

Cuando la energía natural que empuja a los fluidos deja de ser suficiente, se recurre a métodos artificiales para continuar extrayendo el petróleo. Con la extracción artificial comienza la fase más costosa u onerosa de la explotación del yacimiento.

Tanto para producir un pozo por surgencia natural como por medios artificiales se emplean las mismas tuberías de producción (tubing), en tramos de apróx. 9,45 m. de longitud, unidos por rosca y acoplamiento, y en distintos diámetros, desde 1,66 a 4,5 pulgadas según lo requiera el volumen de producción.

Entre los métodos de extracción artificial se cuentan los siguientes:

- a. El bombeo mecánico, que emplea varios procedimientos según sea la perforación. El más antiguo, y que se aplica en pozos de hasta 2.400 a 2.500 m. de profundidad, es el de la bomba de profundidad: consiste en una bomba vertical colocada en la parte inferior de la tubería, accionada por varillas de bombeo de acero que corren dentro de la tubería movidas por un balancín ubicado en la superficie al cual se le transmite el movimiento de vaivén por medio de la biela y la manivela, las que se accionan a través de una caja reductora movida por un motor. La bomba consiste en un tubo de 2 a 7,32 m. de largo con un diámetro interno de 1 ½ a 3 ¾ pulgadas, dentro del cual se mueve un pistón cuyo extremo superior está unido a las varillas de bombeo. El 80% de los pozos de extracción artificial en la Argentina utilizan este medio. El costo promedio de este equipo asciende a U\$S 70.000 aproximadamente.
- b. Extracción con gas o Gas Lift. Consiste en inyectar gas a presión en la tubería para alivianar la columna de petróleo y hacerlo llegar a la superficie. La inyección de gas se hace en varios sitios de la tubería a través de válvulas reguladas que abren y cierran al gas automáticamente. Este procedimiento se suele comenzar a aplicar antes de que la producción natural cese completamente.
- c. Bombeo con accionar hidráulico. Una variante también muy utilizada consiste en bombas accionadas en forma hidráulica por un líquido, generalmente petróleo, que se conoce como fluido matriz. Las bombas se bajan dentro de la tubería y se accionan desde una estación satélite. Este

- medio no tiene las limitaciones que tiene el medio mecánico para su utilización en pozos profundos o dirigidos.
- d. Pistón accionado a gas (plunger lift). Es un pistón viajero que es empujado por gas propio del pozo y trae a la superficie el petróleo que se acumula entre viaje y viaje del pistón.
 - e. Bomba centrífuga y motor eléctrico sumergible. Es una bomba de varias paletas montadas axialmente en un eje vertical unido a un motor eléctrico. El conjunto se baja en el pozo con una tubería especial que lleva un cable adosado, para transmitir la energía eléctrica al motor. Permite bombear grandes volúmenes de fluidos.
 - f. Bomba de cavidad progresiva. El fluido del pozo es elevado por la acción de un elemento rotativo de geometría helicoidal (rotor) dentro de un alojamiento semielástico de igual geometría (estator) que permanece estático. El efecto resultante de la rotación del rotor es el desplazamiento hacia arriba de los fluidos que llenan las cavidades formadas entre rotor y estator.

Los hidrocarburos llegan a la boca del pozo mezclados con agua de mar que es necesario separar antes de transportar a tierra el petróleo o el gas obtenidos. El agua separada es depurada rudimentariamente antes de verterla al mar, conteniendo gran cantidad de petróleo. En esta fase se produce una continua combustión de derivados del petróleo, generando contaminación atmosférica y terminando muchos agentes en el mar o en tierra mediante precipitación.

4.1.1.4.- Refinamiento Del Petróleo

El petróleo crudo es una mezcla de hidrocarburos con pequeñas cantidades de compuestos de azufre, oxígeno, nitrógeno y ciertos metales como: vanadio, níquel, sodio y otros, considerados impurezas de petróleo, las cuales afectan su calidad. El color de petróleo crudo es variado: lechoso, marrón, amarillo, verde oscuro hasta negro. Su viscosidad y densidad varían dependiendo de su composición química y su olor depende del contenido de azufre.

El petróleo crudo, tal como se extrae del subsuelo, tiene poco uso, por lo que es necesario refinarlo. La refinación comprende una serie de procesos de separación, transformación y purificación, mediante los cuales el petróleo crudo es convertido en productos útiles con innumerables usos, que van desde la simple combustión en una lámpara hasta la fabricación de productos intermedios, que a su vez, son la materia prima para la obtención de otros productos industriales.

El petróleo crudo que fluye de un pozo es muy espeso. Antes de que pueda ser utilizado tiene que ser limpiado y descompuesto en las diferentes formas útiles del petróleo, en un proceso llamado refinación. Las diferentes formas son separadas en altas columnas llamadas columnas de fraccionamiento. Cada forma de petróleo, llamada fracción, es una mezcla de hidrocarburos (sustancias compuestas solamente por carbono e hidrógeno). Estas fracciones varían de "pesadas" (con grandes moléculas) a "livianas".

Los procesos de refinación del petróleo pueden clasificarse en dos grandes grupos:

- Separación: consiste en separar el crudo en diferentes fracciones de petróleo, de acuerdo con su temperatura de ebullición. Para ello emplea procesos físicos como: destilación atmosférica y destilación al vacío.
- Conversión: consiste en transformar unos componentes del petróleo en otros mediante reacciones químicas, por acción del calor y en general, con el uso de catalizadores. Son procesos de conversión, entre otros, la reformación y la desintegración o craqueo; ambos procesos cambian la estructura molecular de los hidrocarburos, originalmente presentes en el petróleo.

4.1.1.5.- Purificación del Petróleo

Los procesos de purificación son aquellos que se utilizan para eliminar las impurezas contenidas en las fracciones provenientes, de la destilación, a fin de cumplir con la especificaciones que exige su uso. Los procesos de purificación son muy numerosos y pueden ser físicos y/o químicos. La mayoría de los productos obtenidos de las diferentes destilaciones se pueden continuar procesando o tratando para mejorar la calidad y clase de productos que se desea.

Considerando las refinerías en el exterior, la venta directa de crudos alcanza solamente un 30% de las exportaciones, y el 70% restante se vende como productos refinados de alto valor comercial, asegurando de esta manera la venta en el exterior, tanto de petróleo como de sus productos refinados; y lo cual proporciona los correspondientes beneficios económicos para Venezuela.

4.1.1.6.- Transporte del petróleo

En el mundo del petróleo los oleoductos y los buques tanqueros son los medios por excelencia para el transporte del crudo.

El paso inmediato al descubrimiento y explotación de un yacimiento es su traslado hacia los centros de refinación o a los puertos de embarque con destino a la exportación.

Para ello se construye un oleoducto, trabajo que consiste en unir tubos de acero a lo largo de un trayecto determinado, desde el campo productor hasta el punto de refinación y/o de embarque.

La capacidad de transporte de los oleoductos varía y depende del tamaño de la tubería. Es decir, cuanto más grande sea el diámetro, mayor la capacidad. En Colombia hay oleoductos desde 6 hasta 36 pulgadas de diámetro. El sistema de tuberías (FPS) que transportará el crudo a tierra en este proyecto, tiene un diámetro de 36 pulgadas.

Estas líneas de acero pueden ir sobre la superficie o bajo tierra y atraviesan la más variada topografía.

En la parte inicial del oleoducto una "estación de bombeo" impulsa el petróleo y, dependiendo de la topografía por donde éste pase, se colocan estratégicamente otras estaciones para que le permitan superar sitios de gran altura.

Los oleoductos disponen también de válvulas que permiten controlar el paso del petróleo y atender oportunamente situaciones de emergencia.

El gas natural se transporta en idénticas circunstancias, pero en este caso la tubería se denomina "gasoducto".

Hay conductos similares que cumplen funciones específicas: poliductos para gasolinas, acpm y otros derivados; propanoductos para gas propano, combustoleoductos para combustóleo, etc.

Los buque-tanques son a su vez enormes barcos dotados de compartimientos y sistemas especialmente diseñados para el transporte de petróleo crudo, gas, gasolina o cualquier otro derivado. Son el medio de transporte más utilizado para el comercio mundial del petróleo.



Figura 2. Buque tanque

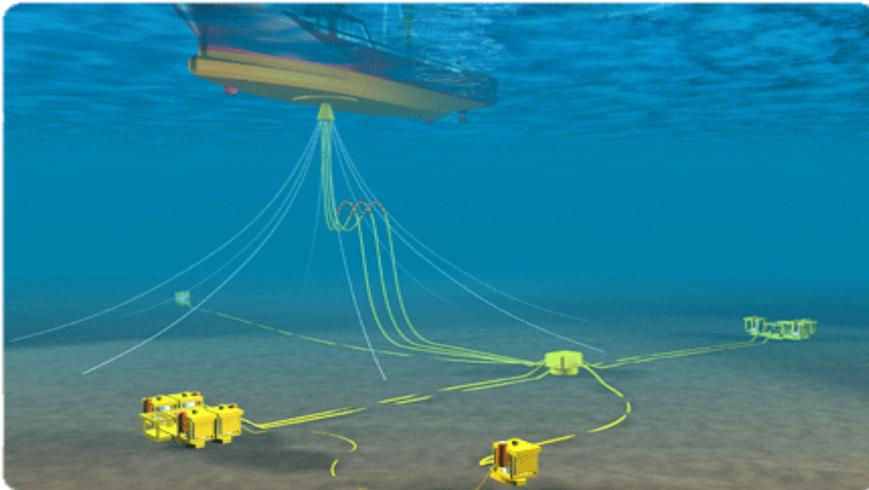


Figura 3. oleoducto

En el caso que nos ocupa, Proyecto Buzzard, el petróleo será transportado por el sistema de tuberías de los años cuarenta (Forties Pipeline) como ya se explicará más adelante.

4.1.1.7.- Distribución del Petróleo

El destino final del petróleo y sus derivados es el consumidor final.

En este proceso intervienen distribuidores mayoristas y minoristas y se emplean todos los medios posibles para el transporte y venta: redes de tubería, carrotanques, barcazas, barcos, estaciones ("bombas") de servicio, etc.

4.1.2.- TIPOS DE PLATAFORMAS

4.1.2.1.- PLATAFORMAS FIJAS.

-Plataformas de hormigón(*Fixed-Leg Platform*)

-Plataformas soportadas por una Jacket , *Fixed-Platform (FP)*

La plataforma fija consiste en una estructura piramidal (una sección vertical alta hecha de miembros de acero tubulares apoyados en las pilas conducidas en el fondo del mar) con una cubierta colocada en la tapa, proporcionando el espacio suficiente para una plataforma de producción, de extracción o de equipos habitables.

Es económicamente factible para su instalación en profundidades de hasta 450 metros.

-Plataformas soportadas por una *Compliant Tower, (CT)*.

Consiste en una torre flexible donde se puede apoyar una cubierta convencional para la plataforma. La CT soporta fuerzas laterales grandes por desviaciones laterales significativas. Se utilizan para profundidades de entre 300 y 600 metros en aguas no demasiado agresivas.

Las plataformas fijas son económicamente factibles para la instalación en profundidades del agua hasta cerca de 600 metros.



Figura 4. Diferentes tipos de plataformas

4.1.2.2.- PLATAFORMAS FLOTANTES.

-Plataformas semisumergibles (FPS).

Consiste en una unidad semisumergible anclada al fondo con cuerdas y cadenas de alambres.

-Plataformas TLP (Tension leg platforms).

Consiste en una estructura de flotación llevada a cabo por tendones verticales, tensados y conectados al fondo del mar. Utilizadas para una amplia gama de profundidades con movimiento vertical del agua limitado. Se han instalado con éxito hasta profundidades cercanas a los 1200 metros.

-Plataforma SPAR.

Consiste en un solo cilindro vertical de gran diámetro en el que se apoya una cubierta. Se fija usando un sistema tenso de 6 a 20 líneas ancladas en el fondo. Se utilizan actualmente en profundidades de hasta 900 metros, aunque la tecnología existente permite ampliar su uso a profundidades de hasta 2250 metros.

-Plataforma FPSO (plataforma con forma de barco).

Consiste en una gran estructura, a modo de petrolero, amarrada al fondo. Se diseña para procesar y guardar la producción de pozos submarinos próximos, siendo después el producto transportado por un petrolero lanzadera. Sirve para satisfacer áreas profundas alejadas donde no existe infraestructura de tuberías.

-SS, sistema submarino.

Se extiende a pozos submarinos produciendo a una plataforma a través de un sistema múltiple de tuberías. Usados en el proyecto Buzzard para la inyección de agua.

Dependiendo de la profundidad que haya entre la estructura y el fondo se utilizará un tipo u otro de plataforma, ya que cada plataforma esta diseñada en función de según los metros de profundidad.

El complejo Buzzard (las tres plataformas) estarán soportadas en el Mar del Norte por Jackets (plataformas fijas).



Figura 5. Transporte de la JACKET

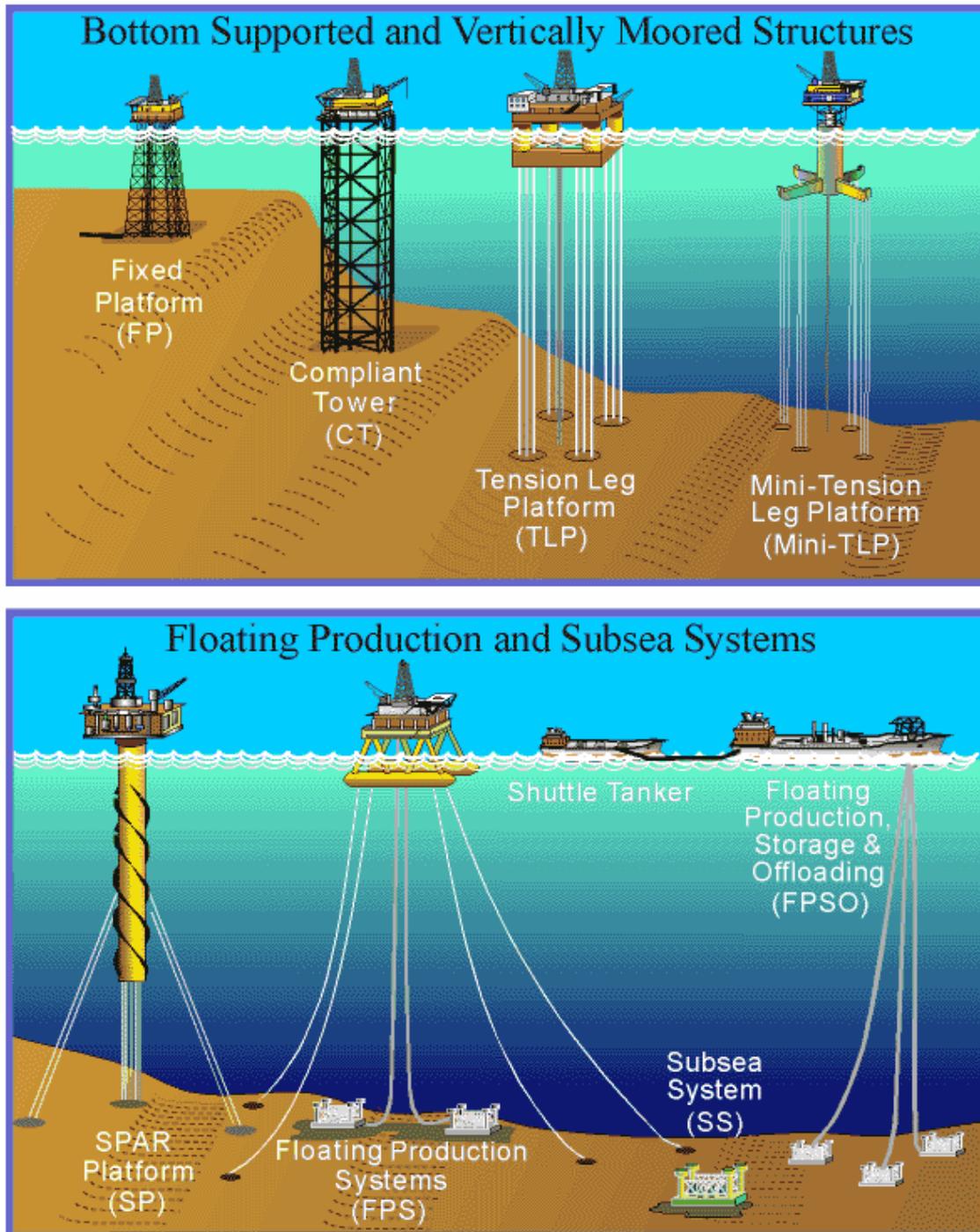


Figura 6. Plataformas descritas

4.1.3.- MÉTODOS DE RECUPERACIÓN DE CRUDO

A la hora de extraer el crudo de la tierra lo podemos encontrar dispuesto de varias formas.

- Gas disuelto en el petróleo.
- Gas, Petróleo, y agua separados en tres capas distintas.
- Petróleo y agua separado en dos capas.

Esto dará lugar a varios métodos de recuperación

1. Recuperación primaria: el agua empuja hacia arriba el petróleo que es extraído, agua proveniente de forma natural.

Causas que pueden originar la surgencia natural:

- La presión del agua subyacente, que al transmitirse al petróleo, lo obliga a subir. Es la más efectiva.
- La presión del gas libre que cubre al petróleo, que se transmite a éste y lo impulsa en su ascenso.

2. Métodos de recuperación secundaria.

- inyección de agua.
- inyección de gas.

3. Métodos de recuperación terciaria.

- TERMAL .
 - inyección de vapor.
 - ignición.
- QUIMICO: inyección de agua con productos químicos que ayuda a despegar el crudo.
- MEZCLA DESPLAZANTE.

4.2.- DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE PROCESO OBJETO DE ESTE PROYECTO

Dado que este Proyecto se centra en la optimización energética del proceso de del crudo en la línea de impulsión de la booster Pump situada en el primer nivel de un módulo de producción construido en el Yard de Puerto Real (Cádiz) por Dragados Offshore, se hará una descripción general del campo y de las plataformas empleadas en cada uno de los procesos antes de abordar el estudio concreto del sistema de bombeo.

El módulo de producción es una de las tres plataformas que componen el complejo de producción del campo Buzzard, que estará situado en el Mar del Norte y cuyo objeto será la producción de crudo y gas asociado.

4.2.1- DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO BUZZARD

El complejo de producción central del campo Buzzard lo componen tres plataformas unidas por puentes:

- La plataforma de servicios, situada al oeste del complejo.
- La plataforma de producción, que es donde se encuentra la bomba objeto de este estudio, situada en el centro.
- La plataforma de Cabeza de Pozo, situada al este del complejo.



Figura 7. Plataformas del proyecto Buzzard

La cubierta de la producción que pesa aproximadamente 12.000 toneladas, fue construida por Dragados Offshore en Puerto verdadero, España. La plataforma de utilidades y servicios, que pesa aproximadamente 11.000 toneladas fue construida por Heerema en Hartlepool, Inglaterra. La plataforma de cabeza de pozo , construida por fabricaciones Burntisland, pesa unas 3,650 toneladas. Los puentes y la llamarada (plataforma de cabeza de pozo) fueron construidos por Aker Kvaerner en Verdal, Noruega.

El crudo será exportado desde la planta de producción a través de una tubería de 18 pulgadas hasta el sistema de tuberías de los años 40, el cual consta de tuberías de diámetro de 36 pulgadas y esta situado a unos 28 Km mas lejos. Por este sistema de tuberías el crudo se transportara a la bahia de Cruden y luego a la BP Kinneil para su posterior transformación.

El gas del campo Buzzard será exportado a través de una tubería de 10 pulgadas hasta la tubería Frigg, situada a unos 29 kilómetros . De allí, el gas irá al terminal del gas del St. Fergus.

Cronograma del proyecto

Estudio de impacto ambiental	Junio-julio 2003
Aprobación del estudio	27-noviembre-2003
Contratos de la concesión del plomo	2003
Inicio de la fabricación	2004
Instalación de la tubería	Verano 2004-2005
Instalación de las Jackets y la plataforma de cabeza de pozo	Verano 2005
Comienzo de la pretalacion	2005
comissioning	Segunda mitad 2006
Arranque de la producción	Finales 2006
Producción del campo	Principios 2007

Tabla 1.

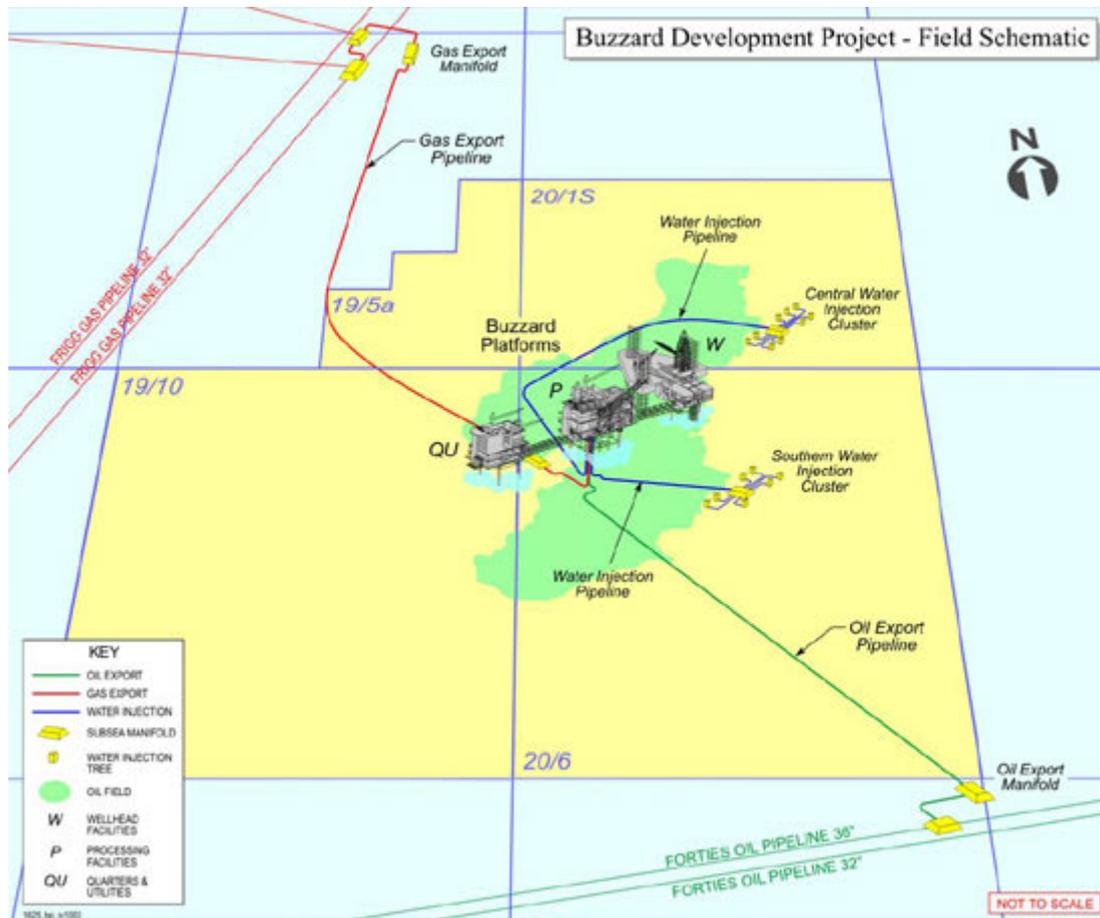


Figura 8.

El campo será desarrollado por tres plataformas puente-ligadas que apoyan las instalaciones del manantial, plataforma de cabeza de pozo, (w), las instalaciones de producción (p) y los cuartos y las utilidades vivos de soporte (UQ) de una tercera plataforma



Figura 9. El campo de Buzzard está situado en el Moray externo Firth, area central del Mar del Norte, 100km al noreste de Aberdeen.



figura 10. Diagrama ubicativo del campo de Buzzard

DATOS DOMINANTES	
Nombre	Buzzard
Localización	Mar del Norte
Operador	Encana
Localización	Moray externo Firth, Mar del Norte Central
Distancia de la tierra	noreste de Aberdeen, a 100 Km
Licencias	P.986 (bloques 19/10 y 20/6) y P.928 (bloques 19/5a y 20/1S)
Profundidad del agua	100m (328 pies)
Equidad	EnCana (43.21254%), intrépido (29.89122%), BG (21.73307%) y Edimburgo (5.16317%)
Descubrimiento	Junio de 2001
Aparejo	Nómada semisumergible del océano
Prueba	6,547bbl/d y 1MMcf/d del gas
Columna gruesa del aceite	1750ft
Edad	Jurásico superior
Gravedad	32° API
Sulfuro	1.4%
Producción	Tres plataformas puente-ligadas: instalaciones del manantial (w), instalaciones de producción (p) y cuartos y utilidades vivos (UQ)
Fabricantes del manantial	Fabricaciones de Burntisland
Peso del manantial	3,650t
Fabricantes de la cubierta de las utilidades	Heerema
Peso cubierta de utilidades	11.000t
Fabricantes de la cubierta de la producción	Dragados
Peso cubierta producción	12.000t
Pozos	27 pozos de la producción (ocho pretaladrados)
Arranque	finales 2006
El perforar	Aparejo jack-up, adyacente a la plataforma del manantial(cabeza de pozo)
Producción de la meseta	180,000b/d a 190,000b/d , a mediados de 2007
Pozos de inyección agua	16
Oleoducto de la exportación de crudo	Sistema de la tubería de los años 40 a la bahía de Cruden
Tubería exportación gas	Sistema de Frigg al terminal del gas del St. Fergus
Tabla 2.	

Central del Mar del Norte del campo de Buzzard, Reino Unido

El campo de Buzzard está situado en el Mar del Norte, 100 km al noreste de Aberdeen. El campo consta de dos licencias a horcajadas - P.986 (bloques 19/10 y 20/6) y P.928 (bloques 19/5a y 20/1S) - y la profundidad del agua en el área es de cerca de 100 m. En el campo actúan las siguientes empresas: EnCana con 43.21254%, Intrepid Energy (29.89122%), British Gas (21.73307%) y Edinburgh Oil & Gas (5.16317%).

El campo fue descubierto en junio de 2001 usando al nómada semisumergible del océano, que encontró inicialmente una columna a los 400ft gruesa del aceite que probó en 6,547bbl/d y 1MMcf/d del gas. Un apartadero subsecuente extendió las arenas conteniendo aceite a los 4,400ft al este y aumentó la columna gruesa del aceite hasta los 750ft. . El depósito tiene un cociente bajo del gas/aceite y requerirá mantenimiento de la presión a través de la inyección de agua al inicio de la producción. El aceite consiste en un petróleo bruto amargo ligero (32° API, sulfuro 1.4%) con la cera y los asfaltenes de menor importancia.

PLATAFORMAS COSTA AFUERA

El campo será desarrollado por tres plataformas puente-ligadas que apoyan las instalaciones del manantial (w), las instalaciones de producción (p) y los cuartos y las utilidades vivos de soporte (UQ) de una tercera plataforma.

POZOS DE LA PRODUCCIÓN

Se anticipa que el campo consta de 27 pozos de la producción, ocho de los cuales estarán pretaladrados y disponibles para el start-up(arranque) de la producción a finales de 2006. Esta perforación será emprendida por un aparejo jack-up situado adyacente a la plataforma del manantial (cabeza de pozo). El resto será perforado después del start-up y se anticipa que la producción aumente hasta alcanzar entre 180,000b/d (barriles por día) y de 190,000b/d a mediados de 2007.

La presión del depósito será mantenida por un programa activo de inundación del agua usando el agua producida y siendo suplida por agua de mar tratada cuando sea necesario. 16 pozos de inyección de agua serán perforados a través de dos múltiples submarinos situados a un kilómetro de las plataformas. Cuatro estarán pretaladrados y disponibles a la hora del start-up de la producción.

TRANSPORTE DEL CRUDO Y DEL GAS

El crudo será exportado desde la planta de producción a través de una tubería de 18 pulgadas hasta el sistema de tuberías de los años 40,situado a unos 28 Km mas lejos. Por este sistema de tuberías el crudo se transportará a la bahía de Cruden y luego a la BP Kinneil para su posterior transformación. El gas del campo Buzzard será exportado a través de una tubería de 10 pulgadas hasta la tubería Frigg, situada a unos 29 kilómetros . De allí, el gas irá al terminal del gas del St. Fergus. Para la extracción, la plataforma Buzzard empleará el método de inyección de agua.

INSTALACIÓN DE LA PLATAFORMA DE PRODUCCIÓN EN LA JACKET

La plataforma de producción esta compuesta de una única estructura, que será instalada en una sola pieza mediante una grúa, de 60m de largo y 24m de ancho, entre pórticos principales, y 26m de alto, entre la cubierta principal y el techado de protección contra las inclemencias meteorológicas . El peso total de la plataforma de producción es de 12.000 Tons.



Figura 11. foto de la instalación de la plataforma de producción en la Jacket

La participación de dragados en este proyecto consiste en la ingeniería de construcción, suministro parcial, fabricación, finalización mecánica, asistencia durante el Comissioning y carga de la plataforma de Producción.

Se espera que el Campo Buzzard sea productivo durante 20 años y que la producción máxima del proceso sea por día de 200.000 bbls de crudo y 100 mmscf (millones de pies cúbicos) de gas asociado. Será necesario la inyección de agua y el tratamiento de gas con azufre, y tanto el crudo como el gas serán exportados por oleoductos dedicados que están conectados a la infraestructura existente.

Dragados Offshore finalizó en Puerto Real los trabajos de construcción de la plataforma petrolífera Buzzard para la empresa canadiense Nexen, cuya salida hacia el Mar del Norte se realizó a finales de mayo de 2006. Este contrato fue adjudicado a Dragados Offshore a finales de 2003 y es parte del proyecto para el desarrollo y explotación del campo Buzzard, un yacimiento de petróleo y gas en el Mar del Norte que será operado por la petrolera canadiense Nexen y sus socios British Gas, Intrepid Energy y Edinburgh Oil & Gas.

La construcción de la plataforma supuso para la planta gaditana de Dragados Offshore 27 meses de carga de trabajo y más de 3 millones de horas hombre, que incluyó la ingeniería de construcción, parte del suministro de materiales, la construcción de las estructuras, el montaje mecánico, la carga y el amarre en pontona de la plataforma.



Figura 12. foto del montaje mecánico para el traslado de la plataforma a la pontona.



Figura 13. foto del acceso a la plataforma instalada ya en la pontona



Figura 14. foto de la plataforma instalada en la pontona

La estructura será transportada hasta el Mar del Norte, instalada a 30 millas (55 Km) al noroeste de la costa escocesa y unida a las otras dos plataformas que integrarán el proyecto Buzzard. Navegará por la costa de Portugal, avanzará hacia el golfo de Vizcaya, continuará por el canal de la Mancha y vendrá a reclinarsse en el Moray externo Firth, Mar del Norte central, 100 kilómetros al noreste de Aberdeen y 55 kilómetros de la recalada más cercana en Peterhead.

Como hemos dicho anteriormente, durante los más de 20 años que está previsto pueda ser explotado el campo, las plataformas procesarán diariamente más de 200.000 barriles de crudo y alrededor de 100 millones de pies cúbicos de gas, conteniendo cada barril unos 159 litros.



Figura 15. foto del transporte de la plataforma de producción

FORTIES PIPELINE

El campo Buzzard es el mas grande que se ha incorporado al sistema de tuberías de los años 40 (FPS), esperando que comience a atravesarlo a finales de 2006 con un índice de alrededor de 180.000-190.000 barriles por día.

El sistema de tuberías de los años 40 (FPS) es poseído por BP y comienza en la plataforma de Charlie con recalada en la bahía de Cruden, cerca de Aberdeen. La tubería continua al terminal de proceso en Kinneil, adyacente al complejo de Grangemouth de BP en Escocia Central.



Figura 16. foto del Terminal de Kinneil

El sistema FPS transporta y procesa el petróleo y el gas del Mar Del Norte Central con una capacidad nominal de alrededor de 1 millón de barriles por día. Este sistema transporta líquidos de unos 30 campos costa afuera que representan alrededor de la mitad de la producción total del sector Británico en el Mar Del Norte, siendo, como hemos dicho antes, el campo Buzzard el mayor de ellos.

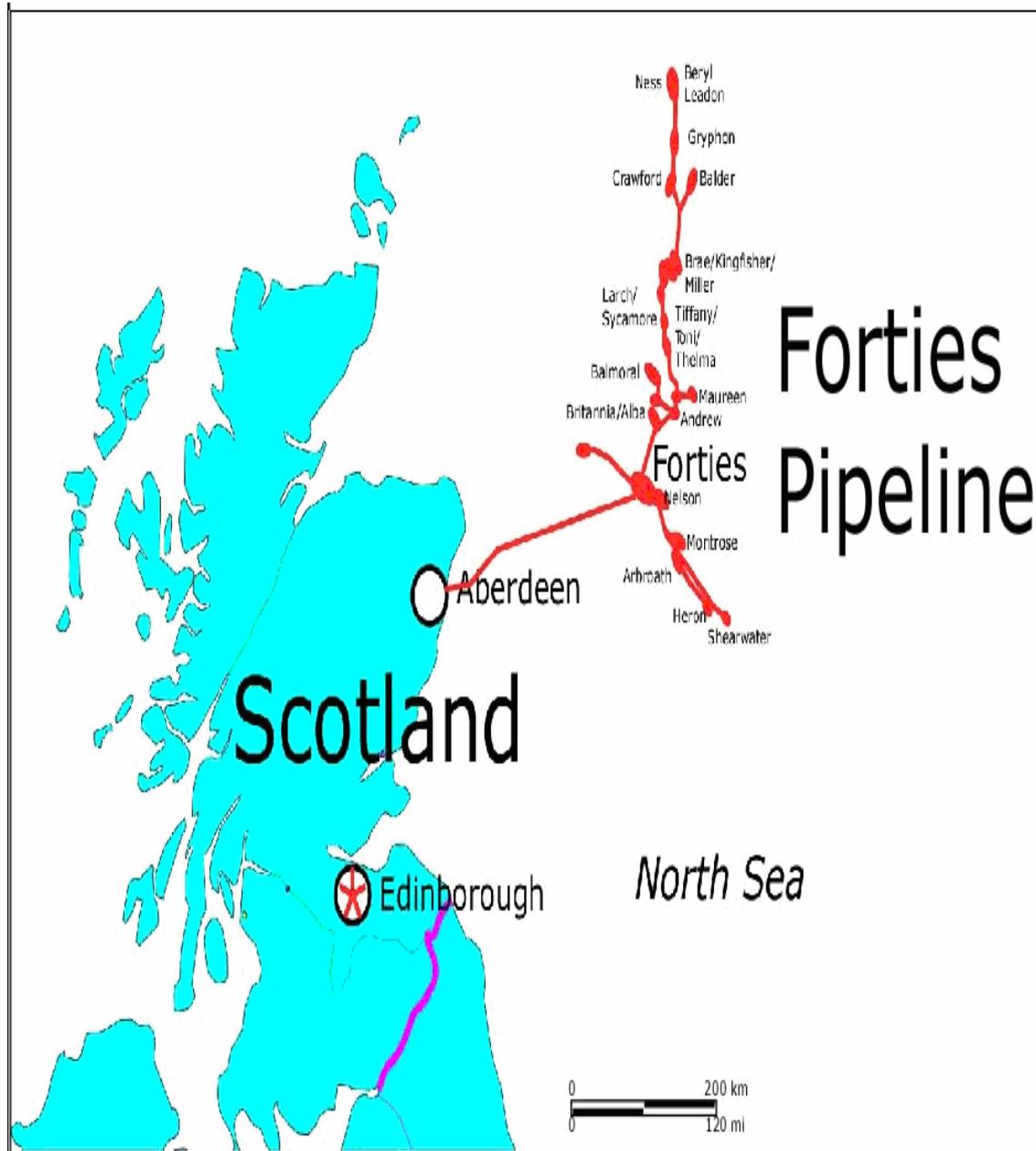


Figura 17. sistema de tuberías FPS (Forties Pipeline)

4.2.2- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE IMPULSIÓN DE CRUDO, OBJETO DE ESTE PROYECTO.

En este apartado se describen todos los equipos que intervienen en el sistema de impulsión de crudo, así como una explicación del funcionamiento de los separadores que permiten que el fluido llegue al sistema de bombeo Booster en estado crudo, habiéndose liberado tanto el gas como el agua.

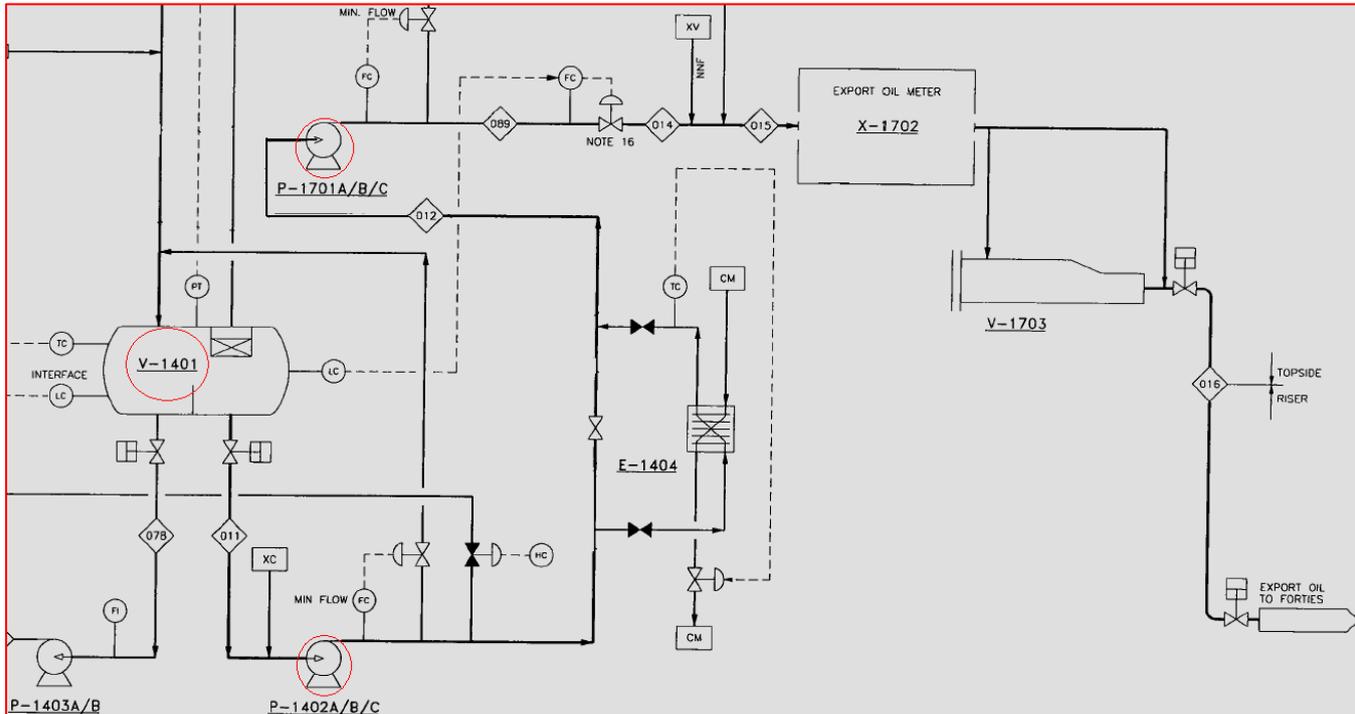


Figura 18. esquema de equipos principales en el sistema de bombeo (señalados en rojo)

DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE BOMBEO BOOSTER

Vamos a ver los equipos que intervienen desde que el crudo sale del separador de producción hasta la exportación del mismo por el subsea, al sistema de tuberías de los años 40.

1. **V-1101**.....SEPARADOR DE PRODUCCION.
 2. **E-1302 A/B**.....CALENTADOR (intercambiador de calor).
 3. **V-1401**.....SEPARADOR DE SEGUNDA ETAPA.
 4. **P-1402 A/B/C**.....OIL BOOSTER PUMPS(bombas de aumento de presión).
 5. **E-1404**.....REFRIGERADOR (intercambiador de calor).
 6. **X-1702**.....PAQUETE ANALIZADOR.
 7. **V-1703**.....LINEA LANZADOR DEL PETRÓLEO
 8. **V-1201**.....SEPARADOR DE PRUEBA.
 9. **P-1701 A/B/C**.....BOMBAS DE LA LÍNEA PRINCIPAL.
 10. **p.r**.....BOMBA DE RECIRCULACION DE AGUA.
- Exportación de crudo por el subsea a la instalación terrestre.

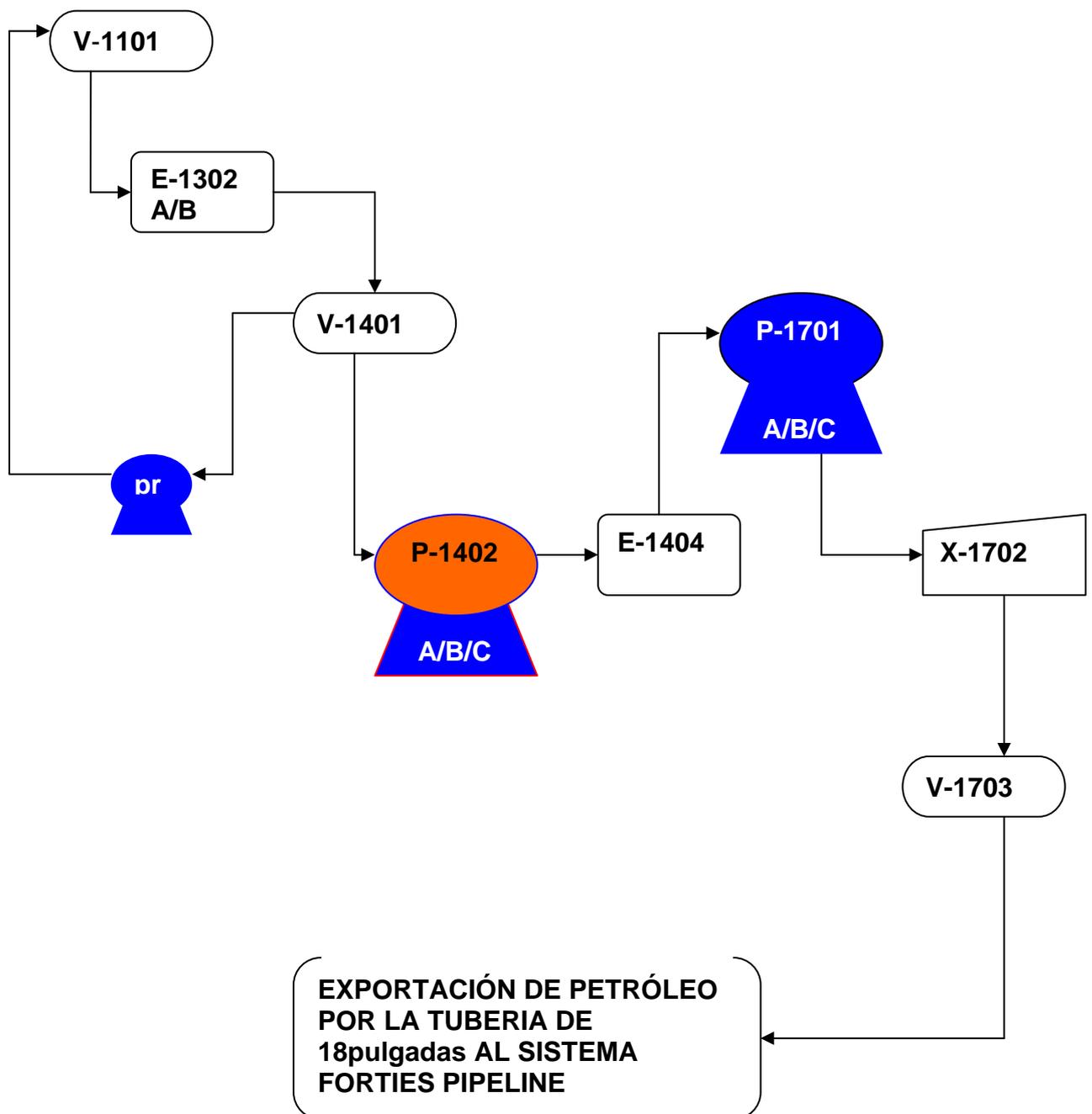


Figura 19. esquema general del sistema

En el separador de producción V-1101 entra crudo, gas y agua. Por un lado, se separa completamente el gas, y por otro se libera agua para reciclaje, por lo que a la salida del separador V-1101 se tiene exclusivamente crudo y agua. Este fluido es conducido al intercambiador de calor E-1302 donde será calentado incrementando su temperatura de 64°C a 80°C, temperatura conveniente para el transporte del crudo por el sistema diseñado en el que se encuentra la bomba Booster. Al calentar el fluido parte del agua se convierte en gas, por lo que se volverá a tener agua, gas y crudo a la salida del calentador. El fluido llega ahora al separador de la segunda etapa V-1401 con una temperatura óptima de 80°C.

En este separador es liberado todo el gas, y el agua separada es enviada por una bomba de recirculación al separador de producción V-1101. Por lo tanto, a la salida del tanque V-1401, el crudo (con un pequeño porcentaje de agua, alrededor del 3%) se encuentra listo para ser transportado. Este crudo lo aspira la bomba Booster en condiciones óptimas tanto de presión (4,7 barg) como de temperatura (79°C), para su transporte. Esta bomba impulsará el crudo hasta la bomba principal P-1701, la cual se encargará de su impulsión hasta el subsea para su transporte a través del denominado “Sistema de tuberías de los años 40 (FPS)”.



Figura 20. SUBSEA PRODUCTION SYSTEMS

- Características generales de los equipos.

V-1101 (SEPARADOR DE PRODUCCIÓN)

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Presión de diseño	barg	17/FV
Temperatura de diseño	°C	-20 / 100
Presión de trabajo	barg	14
Temperatura de trabajo	°C	67,6 / 84,8
Presión de prueba hidrostática	barg	24,3 / 23,3
Presión de viento	kg/m ²	206,5
Peso de fabricación	kg	84000
Peso total de funcionamiento	kg	329931
Peso total lleno de agua	kg	424000
Capacidad	m ³	340

Tabla 3.

V-1401 (SEPARADOR DE SEGUNDA ETAPA)

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Presión de diseño	barg	17/FV
Temperatura de diseño	°C	-20 / 100
Presión de trabajo	barg	4,3
Temperatura de trabajo	°C	80-83,7
Presión de prueba hidrostática	barg	24,3 / 23,3
Presión de viento	kg./m ²	206,5
Temperatura mínima ambiente	°C	-5
Dimensiones	mm	4000 x 17500
Capacidad	m ³	237

Tabla 4.



figura 21. vista lateral del frontal izquierdo del tanque



Figura 22. Descarga del tanque (V-1401) hacia la Oil Booster Pump



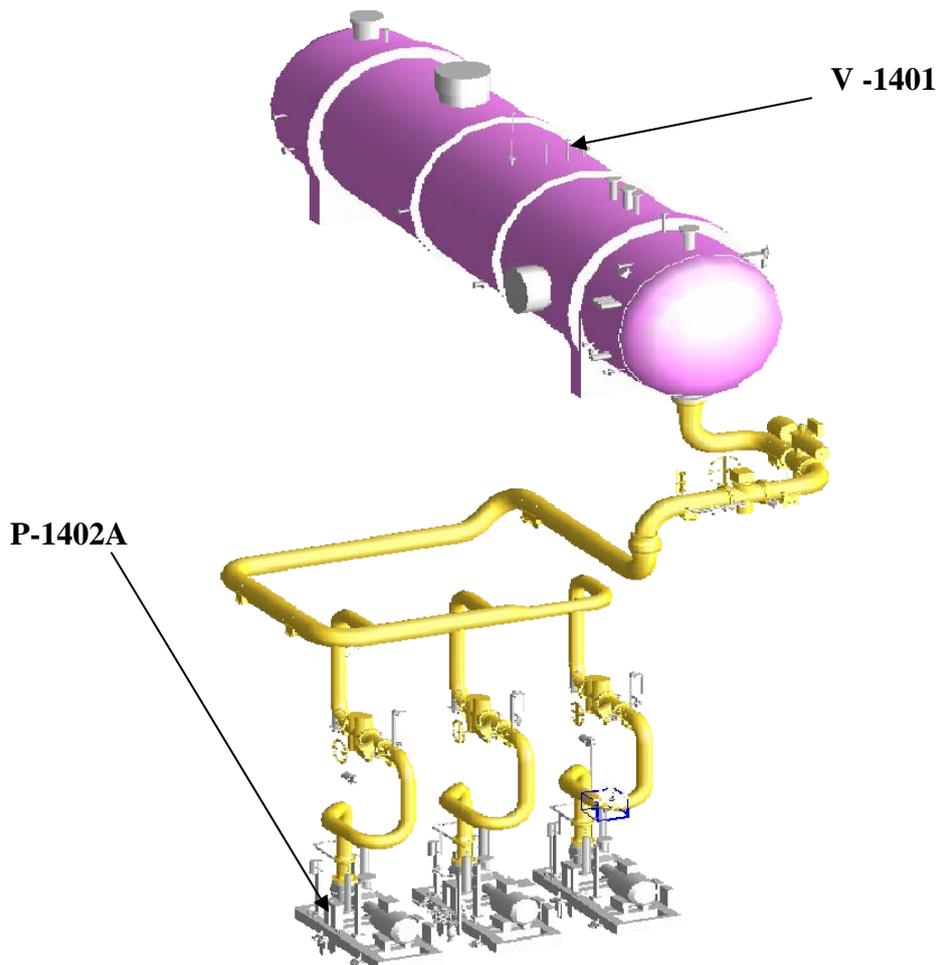
Figura 23. Vista posterior del tanque

E-1302 A/B (CALENTADOR)

DATOS	UNIDADES	LADO CALIENTE (hot side)	LADO FRIO (cold side)
Presión máxima	barg	21	17
Temperatura máxima	°C	140	120
Presión máxima de prueba	barg	30,1	29,4
Caudal	kg/h	15390	623800
Temperatura de trabajo	°C	85 - 120	71,3 - 83,3
Volumen	L	944,3	937,2
DATOS GENERALES	UNIDADES	VALOR	
Peso vacío	kg	7800	
Peso lleno agua	kg	9682	
Total liquido	L	1881,5	

Tabla 5.

Figura 24. representación en 3D de la aspiración de la Booster (P-1402A desde el tanque de la segunda fase (V-1401), programa PDMS.



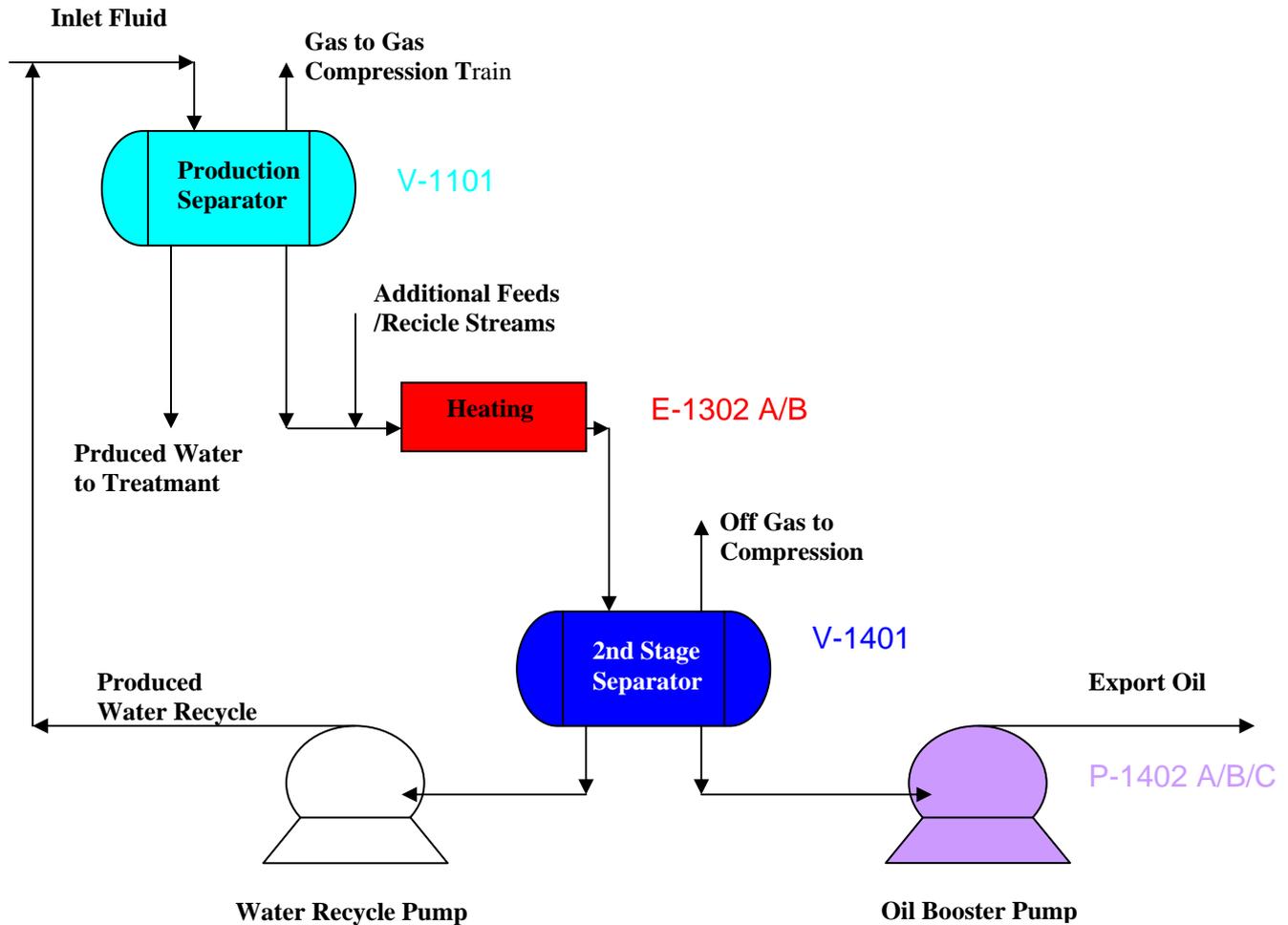


Figura 25. Esquema original de La aspiración de la Booster

Los líquidos provenientes de los distintos pozos entran en el Separador de Producción (Production Separator), el cual opera como un separador de tercera fase. Los productos añadidos son mezclados y calentados con el fuel(oil) en el intercambiador de calor (Heating) y pasan al separador de la segunda fase (Second Stage Separator). El crudo (oil) es exportado desde el separador de la segunda fase hasta la Forties pipeline (el sistema de tuberías que exportan el petróleo a tierra), por medio de la OIL BOOSTER PUMP (objeto de este proyecto), en primer lugar y de la bomba principal posteriormente.

E-1404 (REFRIGERADOR DE CRUDO)

DATOS	UNIDADES	LADO CALIENTE (hot side)	LADO FRIO (cold side)
Caudal	kg/h	303054	79150
Gota de presión	kPa	69,9	4,4
Presión de diseño	barg	0 / 17	0 / 18
Temperatura de diseño	°C	-5 / 100	-5 / 100
Prueba de presión	barg	24,4	25,8
Temperatura de trabajo	°C	94,4 entrada 86 salida	21 entrada 40 salida
Volumen	L	65	65

DATOS GENERALES	UNIDADES	VALOR
Peso vacío	kg	1471
Peso lleno agua	kg	1601
Total liquido	L	130

Tabla 6.

X-1702 (CONTADOR ANALIZADOR)

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Presión de diseño	barg	170
Temperatura de diseño	°C	100
Capacidad	m ³ /h	1400

Tabla 7.

V-1703

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Presión de diseño	barg	170
Temperatura de diseño	°C	-5 / 100
Presión de prueba hidrostática	barg	255

Tabla 8.

P-1701 A/B/C (BOMBA DE TUBERIA PRINCIPAL)

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Capacidad proporcionada	m ³ /h	715,4
Diferencia de altura	m	1433
Presión de diseño	barg	170
Temperatura de diseño	°C	100 / -5
Potencia instalada	kW	3150

Tabla 9.



Figura 26. Vista de las tres bombas P-1701 A/B/C

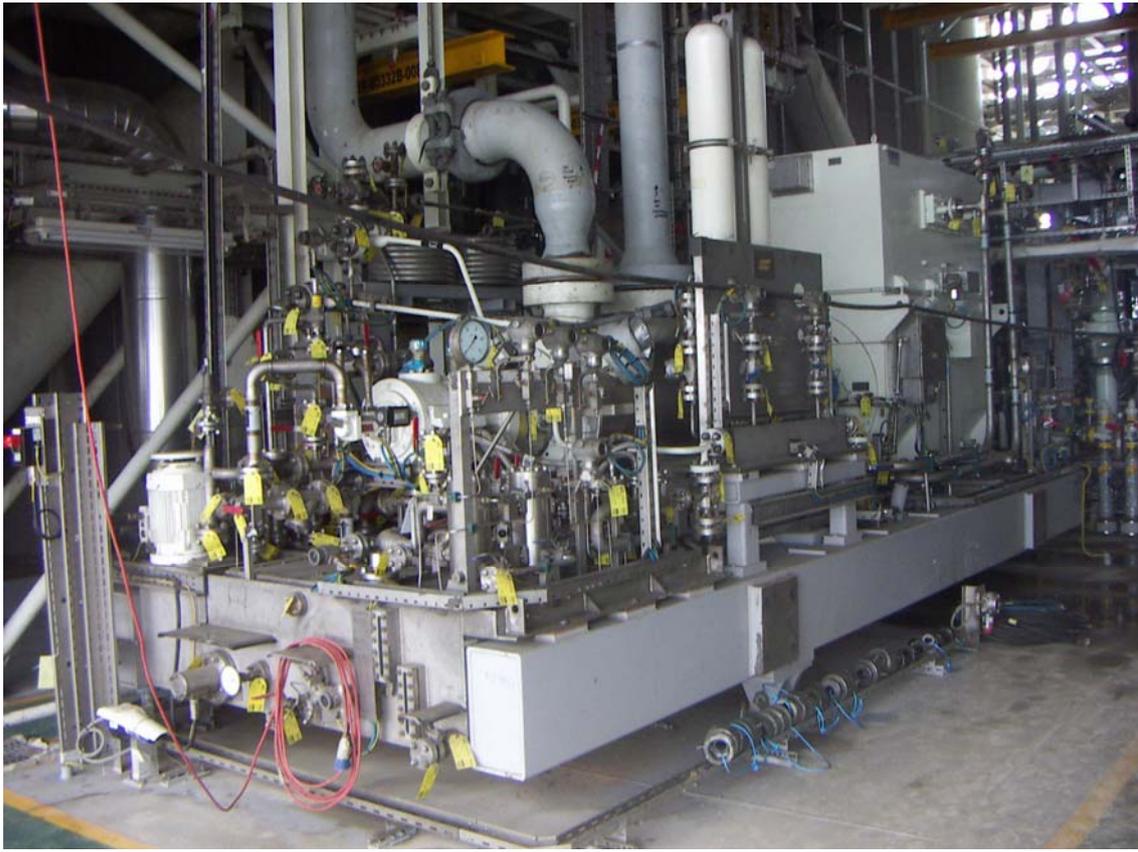


Figura 27. vista de la bomba entera (P-1701A)



Figura 28. foto de la bomba P-1701A a falta del montaje del eje

P-1402 A/B/C (OIL BOOSTER PUMPS)

DATOS DE DISEÑO	UNIDADES	VALOR
Capacidad proporcionada	m ³ /h	716
Diferencia de altura	m	69
Presión de diseño	barg	17
Temperatura de diseño	°C	100 / -5
Potencia instalada	kW	185

Tabla 10.

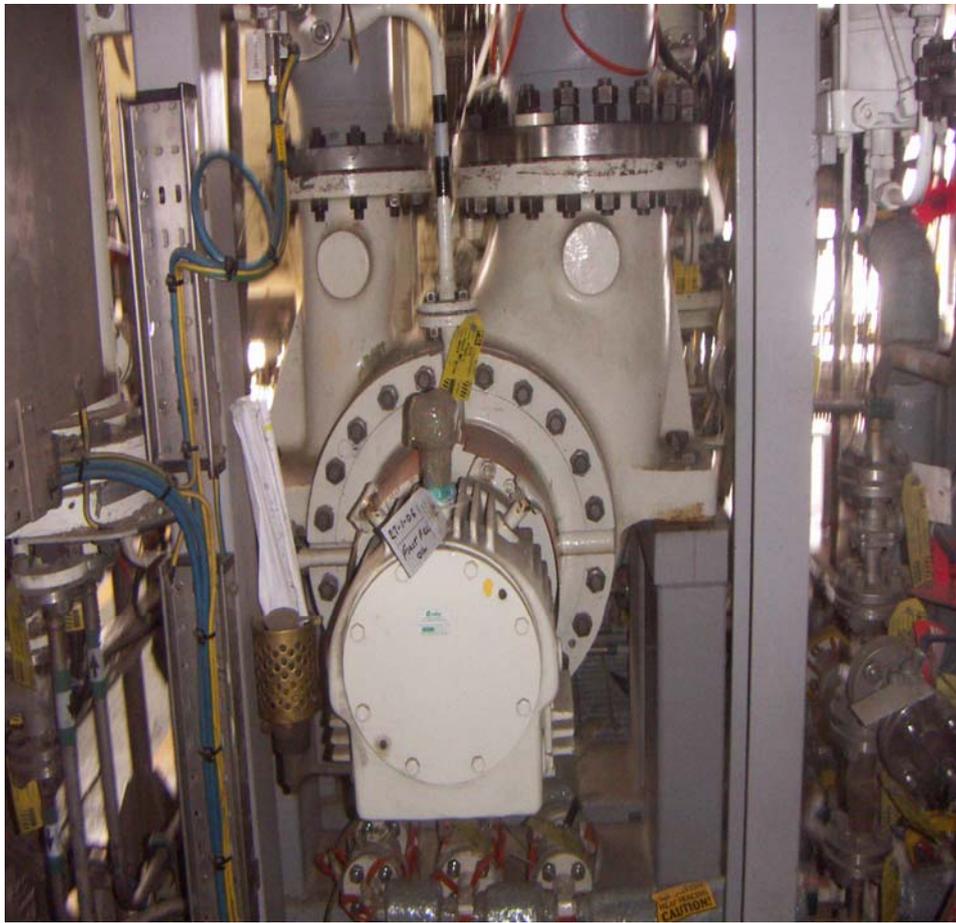


Figura 29. foto de las tuberías de aspiración y descarga en la bomba P-1402A

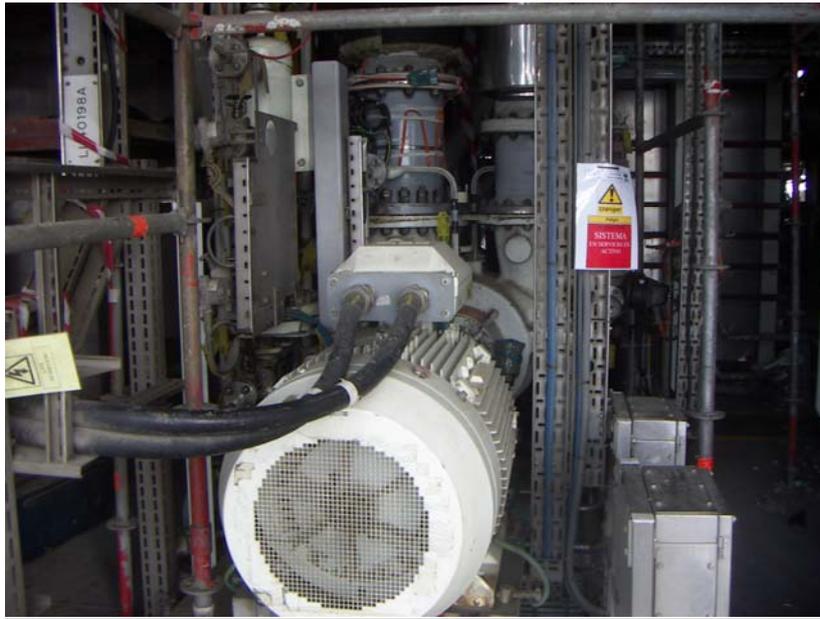


Figura 30. vista frontal del motor de la bomba P-1402A



Figura 31. Vista del traceado (cable anaranjado que sirve para dar calor a las tuberías)



Figura 32. Motor que alimenta al traceado de las tuberías para mantenerlas a la temperatura conveniente.

Traceado de las tuberías

Las plataformas suelen estar expuestas a bajas temperaturas y, en consecuencia, también lo están las tuberías. Por lo tanto, para evitar que las tuberías se enfríen demasiado, y con el fin de mantener la temperatura adecuada de éstas, se utiliza el traceado en las tuberías que consiste en rodear las mismas con unos cables fijados a ellas por un adhesivo potente a los que se les suministra calor a través de un motor eléctrico. Este calor es el que mantiene la temperatura adecuada de la tubería.

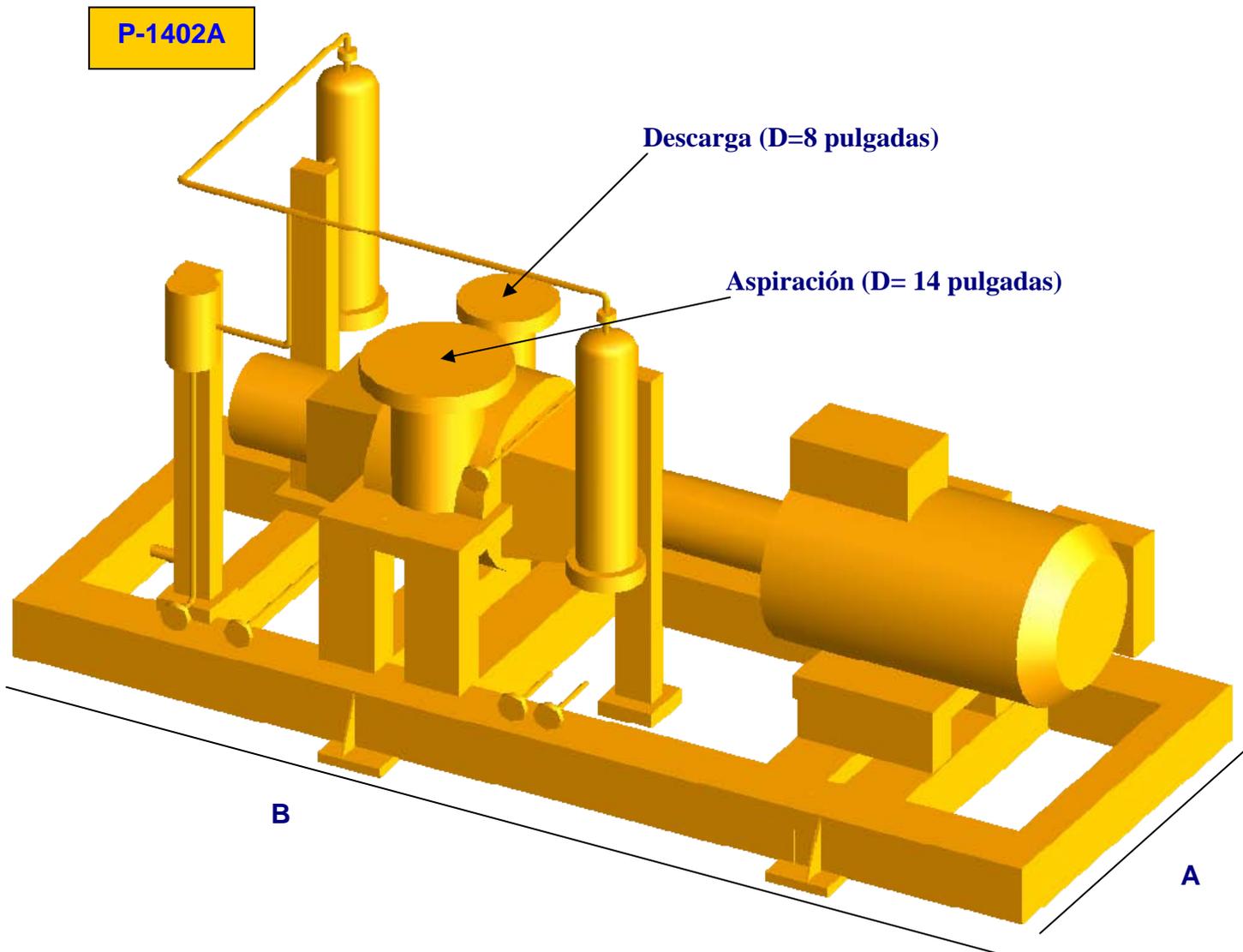


Figura 33. dibujo a escala en 3D de la bomba P-1402A

Tabla de pesos y dimensiones

PESOS Y DIMENSIONES	VALOR
Peso de la bomba (kg)	1750
Peso del motor (kg)	1020
Peso de la plancha base (kg)	2100
Otros pesos (kg)	1260
Peso total (kg)	6130
Dimensión A (mm)	1850
Dimensión B (mm)	4250

Tabla 11.

4.3.- GENERALIDADES SISTEMAS DE BOMBEO.

4.3.1.- Parámetros de las máquinas que suministran líquidos y gases

Las magnitudes principales que caracterizan el funcionamiento de las turbo máquinas hidráulicas son el caudal, la altura de presión y la presión que ellas desarrollan. La energía, que el flujo de líquido o gas comunica a la máquina, se determina completamente por estas magnitudes y la densidad del medio que se suministra. El perfeccionamiento hidrodinámico y mecánico de la máquina se caracteriza por su rendimiento total.

El caudal es la cantidad de líquido (gas) que desplaza la máquina en la unidad de tiempo.

Si el caudal se mide en unidades de volumen, entonces se llama volumétrico y se designa con la letra Q.

El sistema SI ha introducido el caudal másico M, en kg/s: la masa de líquido (gas) suministrado por la máquina en la unidad de tiempo. Es evidente que

$$\mathbf{M = \rho Q,} \quad \mathbf{(4.1)}$$

donde ρ es la densidad del medio, en kg/m³; Q, el caudal volumétrico, en m³/s.

Si no existen fugas el caudal másico es igual para todas las secciones de la cavidad conductora de la máquina, independientemente del género de medio que se suministra. El caudal volumétrico es prácticamente igual por toda la longitud de la cavidad conductora sólo en las bombas, y es aproximadamente igual en los ventiladores. En los compresores, a causa de la elevación esencial de la presión, disminuye el volumen específico del gas y el caudal volumétrico por la longitud de la cavidad conductora disminuye.

El caudal de la bomba depende de las dimensiones y las velocidades de movimiento de sus órganos de trabajo y de las propiedades del sistema de conductos, en el cual ella está incluida.

En términos generales, la presión desarrollada por la bomba se determina por la siguiente relación:

$$p = p_{fin} - p_{inic} + \frac{c_{fin}^2 - c_{inic}^2}{3} \rho + \rho g(z_{fin} - z_{inic}), \quad \mathbf{(4.2)}$$

donde p_{inic} y p_{fin} son respectivamente la presión en la entrada (inicial) y en la salida (final) de la bomba, en Pa; ρ , la densidad del medio suministrado por la bomba, en kg/m³; c_{inic} y c_{fin} , las velocidades medias del flujo en la entrada y la salida, en m/s; z_{inic} y z_{fin} , las alturas de disposición de los centros de las secciones de entrada y de salida de la bomba.

Por otro lado, conviene recordar el concepto de altura de presión como una magnitud enlazada con la presión por la relación:

$$H = p/(\rho g). \quad \mathbf{(4.3)}$$

Esta noción de la altura de presión como una magnitud calculada en unidades de longitud, concuerda totalmente con las tesis principales de la hidromecánica.

Pasemos de las presiones a las alturas de presión, dividiendo todos los términos de (4.2) por ρg :

$$H = \frac{P_{fin} - P_{inic}}{\rho g} + \frac{c_{fin}^2 - c_{inic}^2}{2g} + (z_{fin} - z_{inic}) \cdot \quad (4.4)$$

La igualdad obtenida determina la altura total de presión desarrollada por la bomba.

Si se menosprecia el incremento de la altura de velocidad $\left(\frac{c_{fin}^2}{2g} - \frac{c_{inic}^2}{2g} \right)$, el valor de la cual en ciertos casos no es grande dada su exclusiva dependencia con los diámetros de entrada y salida, la altura total de presión de la máquina se representará sólo por la parte estática de la misma H_{est} , en m:

$$H = \frac{P_{fin} - P_{inic}}{\rho g} + (z_{fin} - z_{inic}) \cdot \quad (4.5)$$

Señalemos que la altura de presión representa físicamente la altura de la columna del líquido en proceso.

Una magnitud muy importante, que caracteriza a las bombas desde el punto de vista energético, es su trabajo útil específico L_u , en J/kg:

$$L_u = p/\rho = gH, \quad (4.6)$$

que representa el trabajo recibido por el flujo de los órganos de trabajo de la máquina referido a 1 kg de masa de líquido (gas).

El trabajo L , aplicado al árbol de la máquina para ponerlo en funcionamiento, referido a 1 kg de masa de medio suministrado, se llama trabajo específico de la máquina; este trabajo determina principalmente la potencia requerida del motor de accionamiento de la máquina. Debido a las pérdidas de energía en la máquina, su trabajo útil específico es menor que su trabajo específico.

4.3.2.- Potencia y rendimiento

Los órganos de trabajo de la máquina, o sea, las paletas y los émbolos, funcionan en el flujo y aumentan su energía. Para realizar este trabajo al árbol de la bomba, se debe suministrar constantemente energía del motor.

Análogamente a la noción de trabajo específico útil en la construcción de máquinas hidráulicas, se han de introducir las nociones de potencia útil de la bomba y potencia de la bomba.

La potencia útil de la bomba es el trabajo comunicado por la máquina en un segundo al medio suministrado y se determina por la relación:

$$P_u = \rho Q g H / 1000 = Q p / 1000. \quad (4.7)$$

La fórmula (4.7) se desprende de la representación sobre el trabajo como el producto de la fuerza por la longitud del trayecto. Efectivamente, $\rho Q g = M_m g = G_m$ es el peso del medio suministrado por la máquina en un segundo a la altura H, en m. En este caso la máquina realiza en un segundo el trabajo útil $G_m H$, en W, que se comunica al medio que se suministra. Dividiéndolo entre 1000 se expresa la potencia útil en Kilovatios (kW).

La relación (4.7), tomando en consideración (4.6), puede ser reducida a la forma

$$P_u = M L_u / 1000. \quad (4.8)$$

En unidades del sistema internacional:

$$\begin{array}{ll} P_u = \gamma Q H / 1000. & \text{kW} \\ \mathbf{Q}, & \text{m}^3/\text{s} \\ \mathbf{H}, & \text{m} \\ \gamma, & \text{N/m}^3 \end{array}$$

La potencia P , suministrada al árbol de la bomba desde el motor, se llama potencia de la bomba.

Las pérdidas de energía, inevitables en cualquier proceso de trabajo, conducen a la desigualdad $P_u < P$. El proceso de trabajo de la máquina es tanto más perfecto, cuanto menos se diferencia P_u de P .

La efectividad de utilización de la energía de la bomba, suministrada a ella, se valora con el rendimiento de la bomba η , que es la relación de la potencia útil a la potencia de la bomba.

$$\eta = P_u / P. \quad (4.9)$$

En las condiciones de trabajo el rendimiento depende de muchos factores: del tipo, dimensiones y estructura de la máquina, del género del medio que se desplaza, del régimen de funcionamiento de la máquina, de la característica de la red, para la cual funciona la máquina.

Para valorar la eficacia económica de la instalación en conjunto, compuesta de la máquina y el motor adjunto a ésta, se usa el rendimiento de la instalación η_{inst} :

$$\eta_{inst} = P_u / P_{elec} , \quad (4.10)$$

donde P_{elec} es la potencia eléctrica, suministrada al motor.

4.3.3.- Funcionamiento conjunto de la bomba y el sistema de tuberías

El funcionamiento de la bomba, acoplada al sistema de tuberías, se encuentra en dependencia de las propiedades hidráulicas de este sistema, llamado red. Examinemos las condiciones de funcionamiento en el ejemplo de una instalación de bombeo (figura 4.1), suponiendo que el sistema es estable.

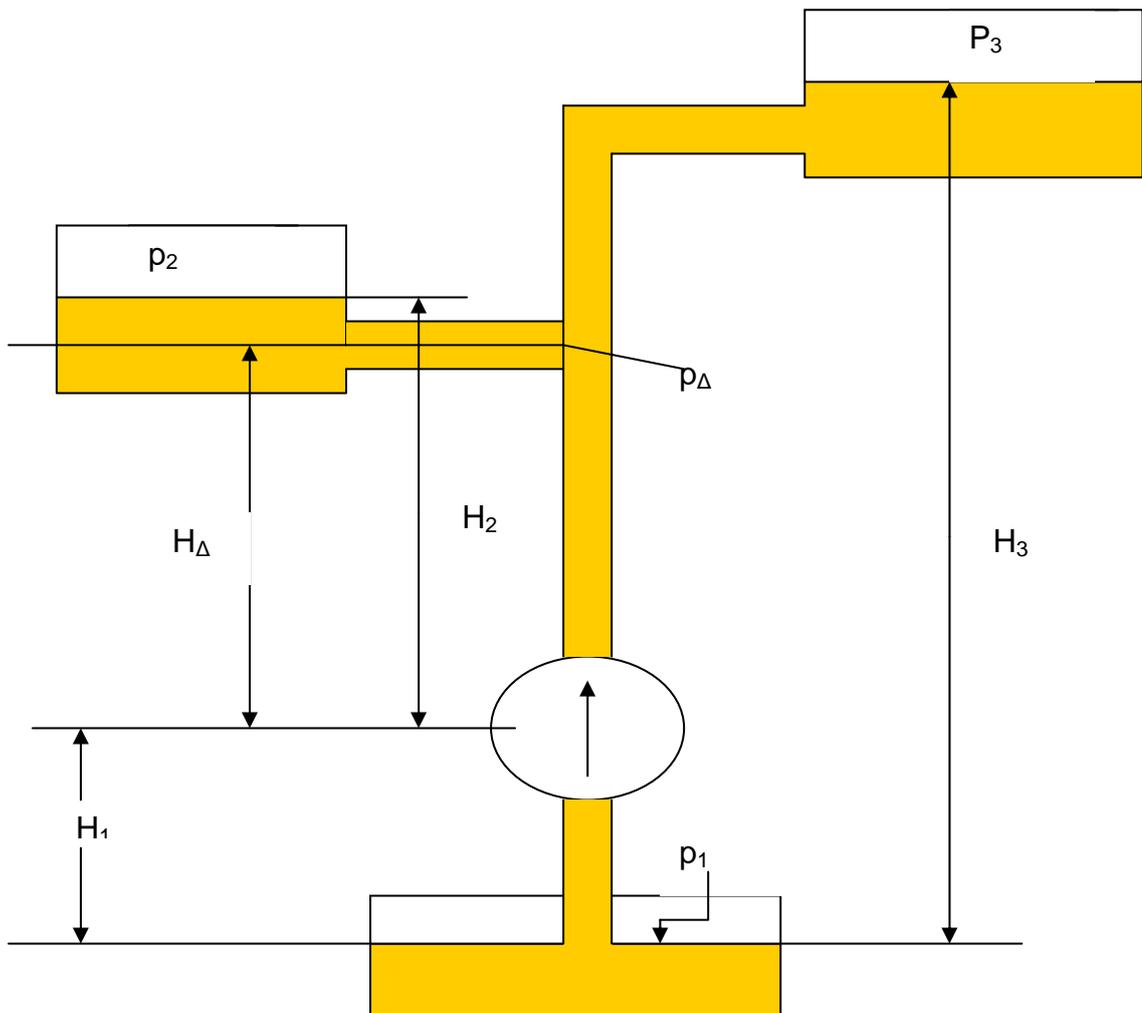


Figura 4-1. bomba acoplada al sistema de abastecimiento de fluido

La primera condición del enlace de la bomba con el sistema de tuberías se desprende de la ecuación de continuidad y consiste en la igualdad de los caudales máscicos, que pasan a través de la bomba y las tuberías de aspiración y de impulsión, acopladas a ella:

$$M_b = M_{tub} \quad (4.11)$$

Para un liquido incompresible $\rho_b = \rho_{tub}$, por lo cual tiene lugar la igualdad de los caudales volumétricos:

$$Q_b = Q_{tub} \quad (4.12)$$

La segunda condición del enlace se basa en la ecuación de conservación de la energía. Supongamos que la tarea y el cálculo han establecido las presiones p_1, p_2, p_3 , los caudales Q_1, Q_2, Q_3 , las alturas H_1, H_2, H_3 , y las dimensiones de los tubos de todos los tramos de la red.

La ecuación de la conservación de la energía para los niveles 0—0 y 2—2 Tomando en consideración el trabajo útil, transmitido por la bomba al flujo, es

$$\frac{p_1}{\rho} + L_u = \frac{p_2}{\rho} + g(H_1 + H_2) + g(h_1 + h_{A-\Delta} + h_{\Delta-2}) \quad (4.13)$$

donde $h_1, h_{A-\Delta}, h_{\Delta-2}$ son las pérdidas de altura de presión en los tubos 1, A— Δ , Δ —2.

En la zona de turbulencia, las pérdidas de altura de presión están sometidas a la ley cuadrática y por eso:

$$\sum h = h_1 + h_{A-\Delta} + h_{\Delta-2} = m_1 Q^2 + m_{A-\Delta} Q^2 + m_{\Delta-2} Q^2,$$

o bien,

$$\sum h = (m_1 + m_{A-\Delta} + m_{\Delta-2} Q_2^2 / Q^2) Q^2.$$

La suma de los coeficientes, que figuran entre paréntesis, tomando en consideración las correcciones para la diferencia de los caudales Q y Q_2 puede ser aceptada constante e igual a m . Entonces $\sum h = mQ^2$.

La división de (4.13) por g conduce a la igualdad

$$H = L_u / g = (p_2 - p_1) / (pg) + (H_1 + H_2) + mQ^2 \quad (4.14)$$

Fijando valores arbitrarios de Q , calculamos, valiéndonos de (4.14) los valores correspondientes de H y trazamos en el diagrama (fig.4.2) una serie de puntos, uniendo los cuales con una curva suave obtenemos la característica de la red a .

Toda la bomba, para la frecuencia dada de rotación, posee una característica determinada que expresa la relación entre su caudal y la altura de presión. Sea que la línea A en la fig.4.2 es la característica de la bomba A (véase la fig.4.1). Las características a y A se intersecan en el punto de trabajo α , que determina el único régimen estable posible, en el sistema dado, de funcionamiento de la bomba con el caudal Q y la altura de presión H . La igualdad del trabajo específico útil de la bomba y el trabajo específico, requerido por la red, tiene lugar solo en el régimen determinado por el punto α .

El caudal y la altura de presión, correspondientes al punto α , pueden ser utilizados para el cálculo de la potencia de la bomba por las fórmulas (4.7) y (4.9).

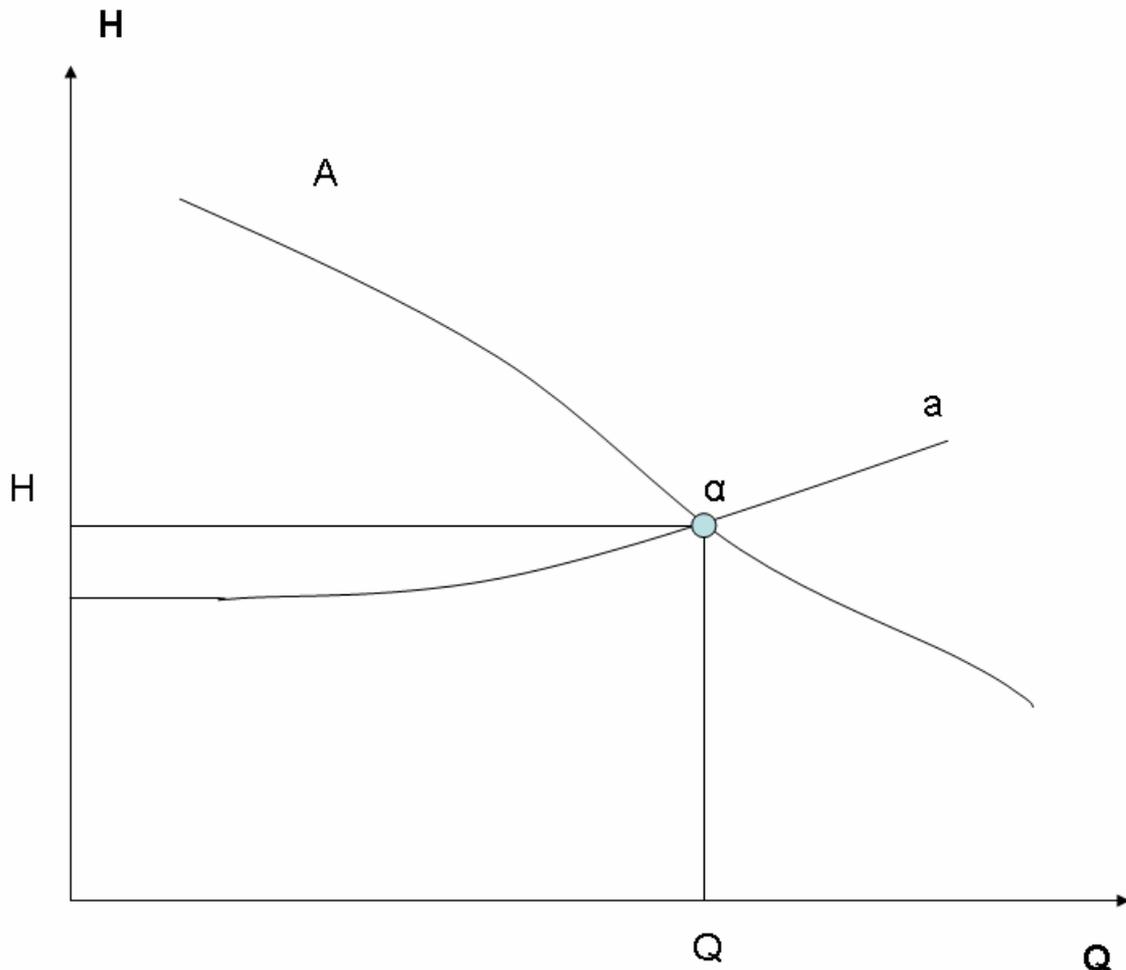


Figura 4-2. diagrama de funcionamiento conjunto de las bomba y el sistema de abastecimiento de fluidos.

4.3.4- Pérdidas de carga en conducciones.

4.3.4.1.-Introducción.

Una conducción para transporte de fluidos puede ser abierta (canales y ríos, por ejemplo) y cerrada, o forzada, (transporte de crudo, caso que nos ocupa). La primera presenta una superficie libre a la presión atmosférica, y sólo sirve para transportar líquidos; la segunda queda totalmente mojada por el flujo, y sirve tanto para líquidos como para gases.

En una conducción forzada de sección constante, un flujo permanente de un líquido ($Q = S \cdot V$) resulta además uniforme. En tal caso, la pérdida de carga entre dos secciones 1 y 2 viene dada por la expresión (ec.4.15).

$$H_r = \left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right) \quad (4.15)$$

En tramos rectos, en conducciones de pendiente y sección constantes, el flujo permanente tiende a hacerse uniforme cuando el tramo tiene longitud suficiente; o dicho de otra manera, la profundidad del flujo termina siendo constante y la presión media también: $p_1=p_2$. En consecuencia, la pérdida de carga entre dos secciones 1 y 2 se reduce a la expresión:

$$H_r = z_1 - z_2 \quad (4.16)$$

Es decir, la pérdida de energía por rozamiento se origina a costa de una disminución continua de la energía de posición del flujo.

Por otro lado, en las conducciones forzadas, como nuestro caso, la sección del flujo queda impuesta por el contorno.

4.3.4.2.-Ecuación general de pérdidas de carga.

Como en todo problema donde interviene la viscosidad, una de las agrupaciones adimensionales a utilizar tiene que ser el número de Reynolds, para el que vamos a fijar la velocidad y la longitud características siguientes:

- velocidad media V del flujo, se trate de gas o líquido y/o de conducción cerrada o abierta.
- radio hidráulico.

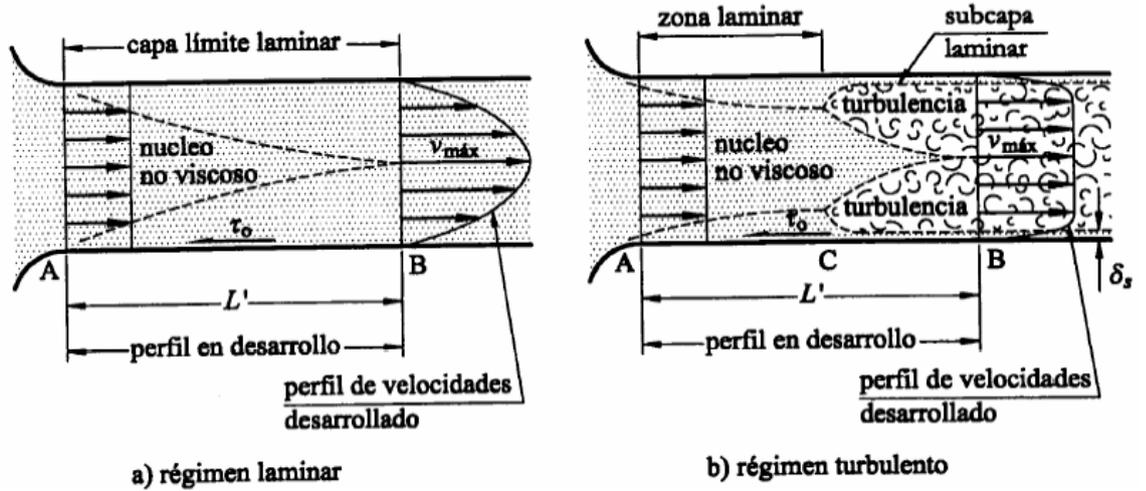


figura 4-3

A lo largo de \$L'\$ (fig.4-3), el esfuerzo cortante \$\tau_0\$ en un punto depende de su distancia \$x\$ al borde de entrada; pero, a partir de B, \$\tau_0\$ se mantiene constante y la situación se hace independiente de la longitud, por lo que \$x\$ no sirve como longitud característica del problema. De lo que sí depende el valor constante de \$\tau_0\$ es del diámetro \$D\$ (en el caso de tuberías circulares), por ser el causante de que las capas límite se unan antes o después (b, fig.4-3); en consecuencia, éste puede servirnos como longitud característica cuando de tuberías circulares se trate. En un caso general, se utiliza el radio hidráulico \$R_h\$, definido como el cociente entre la sección del flujo \$S\$ y el perímetro mojado \$P_m\$

$$R_h = \frac{S}{P_m} \quad (4.17)$$

Para las tuberías circulares, el radio hidráulico resulta ser la mitad del radio geométrico. En efecto,

$$R_h = \frac{S}{P_m} = \frac{\pi \cdot D^2 / 4}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4} \quad (4.18)$$

La resistencia de superficie en una conducción de longitud \$L\$ y de perímetro mojado \$P_m\$ sería:

$$F_r = C_f \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} = C_f \cdot (L \cdot P_m) \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$$

Esta fuerza multiplicada por la velocidad del flujo nos puede dar la potencia \$P_r\$ consumida por rozamiento. Ajustando el coeficiente adimensional \$C_f\$ en base a utilizar la velocidad media \$V\$ en las fórmulas, podemos escribir:

$$P_r = F_r \cdot V = C_f \cdot (L \cdot P_m) \cdot \rho \cdot \frac{V^3}{2}$$

Si H_r es la pérdida de carga, la potencia consumida por rozamiento puede también expresarse en la forma:

$$P_r = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_r = \rho \cdot g \cdot V \cdot S \cdot H_r$$

Igualándola con la anterior se obtiene:

$$C_f \cdot L \cdot P_m \cdot \frac{V^2}{2} = g \cdot S \cdot H_r; \quad C_f \cdot L \cdot \frac{V^2}{2} = g \cdot (S/P_m) \cdot H_r$$

$$\boxed{H_r = C_f \cdot \frac{L}{R_h} \cdot \frac{V^2}{2g}} \quad (4.19)$$

que es la ecuación general de pérdidas de carga en conducciones con flujo permanente y uniforme, sea conducción abierta o conducción cerrada.

4.3.4.3.-Ecuación de Darcy-Weissbach

Sustituyendo en la ecuación general de pérdidas de carga (ec.4.19), el radio hidráulico R_h por su valor en función del diámetro (ec.4.18), se obtiene:

$$H_r = 4 \cdot C_f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\boxed{H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}} \quad (4.20)$$

que es la ecuación de pérdidas de carga en tuberías circulares, o ecuación de Darcy-Weissbach. El adimensional f ($f=4C_f$) se llama coeficiente de fricción de tuberías.

En conducciones, lo usual es que nos den el caudal en vez de la velocidad, en cuyo caso (ec.4.20),

$$H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{(Q/S)^2}{2g} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \right)^2$$

$$H_r = \frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5} = \beta \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5} \quad (4.21)$$

en la que β sería otro coeficiente de fricción, aunque dimensional:

$$\beta = \frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot f$$

y en unidades del sistema internacional S.I.,

$$\beta = 0,0827 \cdot f \quad \text{s}^2/\text{m}$$

La ec.2.7 podría adoptar la forma,

$$\boxed{H_r = 0,0827 \cdot f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5}} \quad (4.22)$$

4.3.5.-coeficiente de fricción en tuberías.

4.3.5.1.-Análisis conceptual.

El coeficiente de fricción f depende de la viscosidad del fluido y por tanto del número de Reynolds; la longitud y la velocidad características para medir éste van a ser el diámetro y la velocidad media respectivamente:

$$\text{Re}_D = \frac{D \cdot V}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu}$$

Si la tubería se comporta como rugosa, las protuberancias que sobresalen de la subcapa laminar quedan afectadas de la viscosidad de turbulencia, en mayor o menor grado dependiendo de la altura de rugosidad k ; en tal caso, el coeficiente f depende también de k , o adimensionalmente de k/D (rugosidad relativa). Así pues, en general:

$$f = f\left(\text{Re}_D, \frac{k}{D}\right)$$

Veamos diferentes casos que pueden presentarse:

1. Régimen laminar

La rugosidad no afecta al valor de f :

$$f = f_1(Re_D) \quad (4.23)$$

2. Régimen turbulento

a) Tubería hidráulicamente lisa: cuando la rugosidad queda cubierta por la subcapa laminar (fig.4-4.a). La rugosidad tampoco influye en el valor de f , pues ningún punto de la pared queda afectado por la viscosidad de turbulencia:

$$f = f_2(Re_D) \quad (4.24)$$

Los gradientes de velocidad en la pared, $(dv/dy)_{y=0}$, son desde luego mayores ahora, que en el caso del régimen laminar (véanse los perfiles de velocidad desarrollados en régimen laminar y en régimen turbulento, fig.4-3).

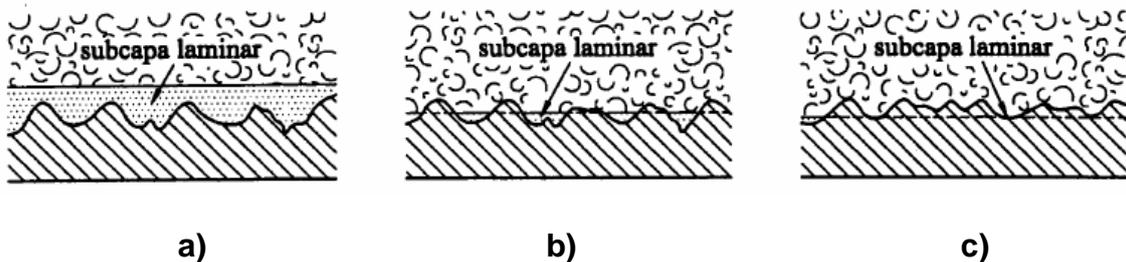


Figura 4-4

b) Tubería hidráulicamente rugosa: cuando la rugosidad emerge de la subcapa laminar (fig.4-4.b), quedando unos puntos de la pared afectados de la viscosidad de turbulencia y otros no. Es el caso general y además el más frecuente:

$$f = f\left(Re_D, \frac{k}{D}\right) \quad (4.25)$$

c) Régimen turbulento con dominio de la rugosidad: cuanto mayor sea Reynolds, más delgada resulta la subcapa laminar, más puntos de la pared quedan afectados por la viscosidad de turbulencia y menos por la viscosidad del fluido (fig.4-4.c). En la ec.4.25, k/D influye cada vez más y Re_D cada vez menos, llegando a ser inapreciable esta última influencia. En tal caso,

$$f = f\left(\frac{k}{D}\right) \quad (4.26)$$

4.3.5.2.- Número crítico de Reynolds

Antes de estudiar las expresiones correspondientes a los supuestos del epígrafe anterior, que permitan valorar f , establezcamos cuál es el número crítico de Reynolds por debajo del cual el régimen es laminar y por encima turbulento.

Podemos ver un régimen laminar en la fig. 4-5, con el que Reynolds estudió el paso de régimen laminar a turbulento en tuberías circulares. Abriendo un poco la válvula V , el líquido circula lentamente por la tubería transparente. Un colorante tiñe las partículas que pasan por A , creando una línea visible: régimen laminar. Si abrimos más la válvula, llega un momento en que la línea coloreada se rompe y las partículas teñidas se mezclan rápidamente con las demás: régimen turbulento.

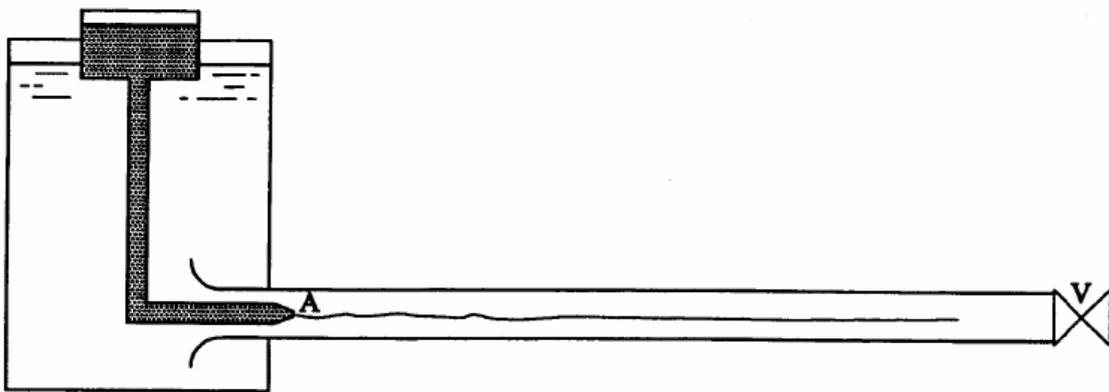


Figura 4-5

Osborne Reynolds (1842-1912) publicó en 1883 su clásico experimento (fig.4-5), mediante el que estableció que el paso de régimen laminar a turbulento, que varía al modificar el diámetro, la velocidad y/o la viscosidad, quedaba condicionado a un valor de la agrupación adimensional $V \cdot D/\nu$, hoy llamada número de Reynolds. El número crítico de Reynolds para tuberías vale,

$$Re_D \approx 2300$$

Aunque sea 2300 el número que adoptemos en este texto, lo cierto es que entre $2000 < Re_D < 4000$ la situación es bastante imprecisa.

Existen lo que se llaman números críticos superiores. Se ha conseguido mantener el régimen laminar hasta con $Re_D = 4000$, en ensayos muy cuidados en los que se ha evitado cualquier vibración. En esta situación, si por alguna causa el régimen laminar se rompe, ya no se restablece. Para efectos de cálculos en tuberías, la referencia que interesa es el número crítico inferior ($Re_D \approx 2300$), por debajo del cual, aunque el régimen laminar se rompa accidentalmente, vuelve a restablecerse por sí solo.

4.3.5.3.-Análisis matemático

Para valorar el coeficiente de fricción f , podemos utilizar las expresiones siguientes:

1) Régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4.27)$$

2) Régimen turbulento

a) tubería hidráulicamente lisa:

• Blasius (1911)

$$f = \frac{0,3164}{Re_D^{1/4}} \quad (4.28)$$

fórmula muy exacta aunque sólo válida para $2300 < Re_D < 500000$

• Kármán-Prandtl (1930)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \quad (4.29)$$

válida para cualquier valor de Re_D .

b) Con dominio de la rugosidad:

• Kármán-Nikuradse (1933)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \frac{k/D}{3,7} \quad (4.30)$$

d) Con influencia de la rugosidad relativa y de Reynolds:

• Colebrook (1939)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (4.31)$$

Esta fórmula la desarrolló C.F.Colebrook, combinando la ec.4.29 para tuberías lisas y la ec.4.30 para flujo con dominio de la rugosidad. Cuando Re_D es elevado, el segundo término del paréntesis puede resultar despreciable, en cuyo caso nos queda la ec.4.30; y cuando $k/D=0$, nos queda la ec.4.29. Así pues, la fórmula de

Colebrook (ec.4.31) puede utilizarse como expresión única para el cálculo del coeficiente de fricción en tuberías con régimen turbulento.

Al aparecer el coeficiente de fricción f de forma implícita en la ec.4.31, su cálculo resultaba dificultoso en aquella época. Es por ello, que existe en la literatura de estas cuestiones infinidad de aproximaciones más simples, en las que f figura de forma explícita. Hoy, con el uso de las calculadoras y más aún de los ordenadores, la obtención de f mediante la ec.4.31 no ofrece dificultad, por lo que estas otras fórmulas más simples se utilizan cada vez menos.

Para obtener el valor de f a través de la ec.4.31, se fija en el segundo miembro un valor aproximado de f ($f_0=0,015$ ó $0,02$), con lo que encontramos un valor f_1 mas próximo:

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{0,015}} \right)$$

Con este f_1 en el segundo miembro, calculamos un nuevo valor de f (f_2):

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f_1}} \right)$$

Así, vamos iterando hasta encontrar dos valores consecutivos cuya diferencia sea inferior al error que se haya fijado. Si queremos aproximar por ejemplo hasta el cuarto decimal, ha de verificarse que $|f_n - f_{n-1}| < 10^{-4}$, que es el criterio que aplicaremos en los cálculos desarrollados en este Proyecto.

4.3.5.4.-Rugosidad artificial y natural.

La expresión (4.30) la estableció Nikuradse investigando con tuberías de rugosidad artificial, consistente en un recubrimiento interior de granos de arena de igual diámetro. El diámetro de los granos se corresponde con el valor k de dicha fórmula, y también de la fórmula de Colebrook (ec.4.31).

Para establecer la equivalencia entre la rugosidad natural de un material concreto y la rugosidad k de las fórmulas, se ensaya con una tubería de dicho material (D y L conocidos), midiendo para un régimen cualquiera el caudal Q y la pérdida de carga H_r originada en la longitud L del ensayo. Llevamos estos valores a la fórmula de Darcy-Weissbach (ec. 4.22),

$$H_r = 0,0827 \cdot f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5}$$

y calculamos el coeficiente de fricción f .

Conocido f , sustituimos en la fórmula de Colebrook (ec.4.31) y despejamos k :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_D \cdot \sqrt{f}} \right); \quad \frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_D \cdot \sqrt{f}} = 10^{-1/(2\sqrt{f})};$$

$$\frac{k}{D} = 3,7 \cdot \left(10^{-1/(2\sqrt{f})} - \frac{2,51}{\text{Re}_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (4.32)$$

Este procedimiento puede utilizarse también para ajustar la rugosidad y/o el diámetro de una tubería en uso, y ver en qué condiciones se encuentra.

En la siguiente tabla se indican valores orientativos de la rugosidad k para diversos materiales.

Valores de rugosidad absoluta k

Material	k mm
Vidrio	liso
Cobre o latón estirado	0,0014
Latón industrial	0,025
Acero laminado nuevo	0,05
Acero laminado oxidado	0,15 a 0,25
Acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3
Acero asfaltado	0,015
Acero soldado nuevo	0,03 a 0,1
Acero soldado oxidado	0,4
Hierro galvanizado	0,15 a 0,2
Fundición corriente nueva	0,25
Fundición corriente oxidada	1 a 1,5
Fundición asfaltada	0,12
Acero inoxidable	0,0015
Fundición dúctil usada	0,1
fibrocemento	0,025
PVC	0,007
Cemento alisado	0,3 a 0,8
Cemento bruto	Hasta 3
Fundición dúctil nueva	0,025

Tabla 12.

Los valores de rugosidad k indicados en la tabla pueden tener error de hasta un $\pm 10\%$. En tuberías usadas los valores de k serán mayores, y dependerán de la naturaleza del fluido a transportar. En diámetros pequeños, existe el efecto añadido de las posibles incrustaciones que podrían, con el tiempo, reducir su tamaño. Además, el efecto de las juntas puede incrementar bastante el valor de k . En definitiva, es el sentido común el que debe prevalecer a la hora de fijar el valor de k .

4.3.5.5.- Diagrama de Moody.

Cuando Colebrook en 1939 propone su fórmula (ec.4.31), su utilización resultaba obviamente dificultosa como ya se ha indicado. En 1944, L.F. Moody hizo una representación gráfica de la misma, que se conoce como diagrama de Moody. Desde entonces, posiblemente sea la figura más característica y familiar de la mecánica de fluidos. Hoy, con la ayuda de las calculadoras y mucho más de los ordenadores, esta perdiendo relevancia.

El diagrama de Moody está construido a escala logarítmica. Además de las líneas para el régimen laminar y para el régimen turbulento en tuberías lisas, hay representadas 20 líneas de rugosidad relativa constante: desde $k/D=0,000001$ hasta $k/D=0,05$. Hay una línea de trazo discontinuo, a la derecha de la cual las líneas resultan prácticamente horizontales. El que un problema concreto caiga en esta zona, indica que la situación no depende de Reynolds (régimen turbulento con dominio de la rugosidad).

La fórmula de Colebrook y/o el diagrama de Moody, aunque están determinados para conductos circulares, dan también buenos resultados para tuberías no circulares (por ejemplo rectangular); incluso pueden utilizarse para conducciones abiertas. Para ello, hay que sustituir en las expresiones,

$$\frac{k}{D} \qquad \text{Re}_D = \frac{V \cdot D}{\nu} \qquad H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

el diámetro D por cuatro veces el radio hidráulico, es decir $D=4 \cdot R_h$. este criterio da buenos resultados para régimen turbulento, que por otra parte es el más frecuente, pero es poco recomendable para régimen laminar.

4.3.5.6.-Fórmula de Darcy-Colebrook.

Cuando en un cálculo de pérdidas de carga en tuberías, se nos pide la velocidad y/o el caudal, no es necesario determinar el valor de f , pues entre la ecuación de Darcy-Weissbach y la fórmula de Colebrook, podemos eliminarlo.

En efecto, la ecuación de Darcy-Weissbach (ec.4.20) en función de la pérdida de carga unitaria J ($J=H_f/L$) tomaría la forma,

$$J = f \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{V}{\sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J}}$$

y sustituyendo en la fórmula de Colebrook (ec.4.31),

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_D \cdot \sqrt{f}} \right)$$

resulta:

$$\frac{V}{\sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{D \cdot V/\nu} \cdot \frac{V}{\sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J}} \right)$$

Da la casualidad de que la velocidad V desaparece del segundo miembro, con lo cual dicha velocidad queda en forma explícita

cita:

$$\boxed{V = -2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J} \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51 \cdot \nu}{D \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J}} \right)} \quad (4.33)$$

Una vez conocida la velocidad, la obtención del caudal es inmediata, mediante la ecuación de continuidad:

$$\boxed{Q = V \cdot S}$$

4.3.6- Resistencia de forma en tuberías.

En un sistema de tuberías, además de las pérdidas por fricción estudiadas en los capítulos anteriores (4.3.4 y 4.3.5), existen pérdidas locales, o accidentales, debidas a desprendimientos de capa límite. Estas pueden originarse por:

- i. ensanchamiento brusco o gradual de sección
- ii. estrechamiento brusco o gradual de sección
- iii. entrada o salida de tuberías
- iv. válvulas
- v. codos, tes y otros accesorios

Si estas pérdidas aparecen distantes una de otra, tienen poca importancia pues generalmente son pequeñas, cuyo caso no es el que aquí se estudia al no estar muy separadas una de otra dichas pérdidas. Las válvulas sí pueden originar pérdidas muy elevadas cuando están parcialmente cerradas.

Para la determinación de estas pérdidas pueden utilizarse dos procedimientos:

- 1) método del coeficiente de pérdida
- 2) método de longitud equivalente

el método que en este estudio emplearemos para el cálculo de dichas pérdidas será el método del coeficiente de pérdida, utilizando también el método de longitud equivalente para el modelo matemático.

Método del coeficiente de pérdida

El coeficiente de pérdida K es un adimensional tal, que multiplicado por la altura cinética $V^2/2 \cdot g$, resulta la pérdida H_{ra} que origina el accesorio:

$$H_{ra} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

La pérdida de carga total en cada tramo, teniendo en cuenta su longitud L (que incluye los codos) y los accesorios ($K_1 K_2 \dots$) que a lo largo de ésta existen, será:

$$H_r = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Cuando utilicemos esta fórmula más adelante en el desarrollo de los cálculos, nos ayudaremos de una serie de tablas necesarias para realizar dichos cálculos. Estas tablas se colocarán junto al desarrollo para facilitar su visión.

Método de longitud equivalente.

Este método consiste en sustituir, a efectos de cálculo, el accesorio por una longitud equivalente de tubería, que origine por rozamiento la misma pérdida.

Para un problema en el que intervengan, además de la tubería, varios accesorios cuyas longitudes equivalentes sean $L_{e1} L_{e2} L_{e3} \dots$, la pérdida de carga total será,

$$H_r = f \cdot \frac{L + \sum L_e}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

La longitud equivalente puede determinarse con la ayuda del diagrama 1.

El método de longitud equivalente es más simple aunque menos exacto. En cambio, en programas informáticos resulta mas operativo el método de coeficiente de pérdida.

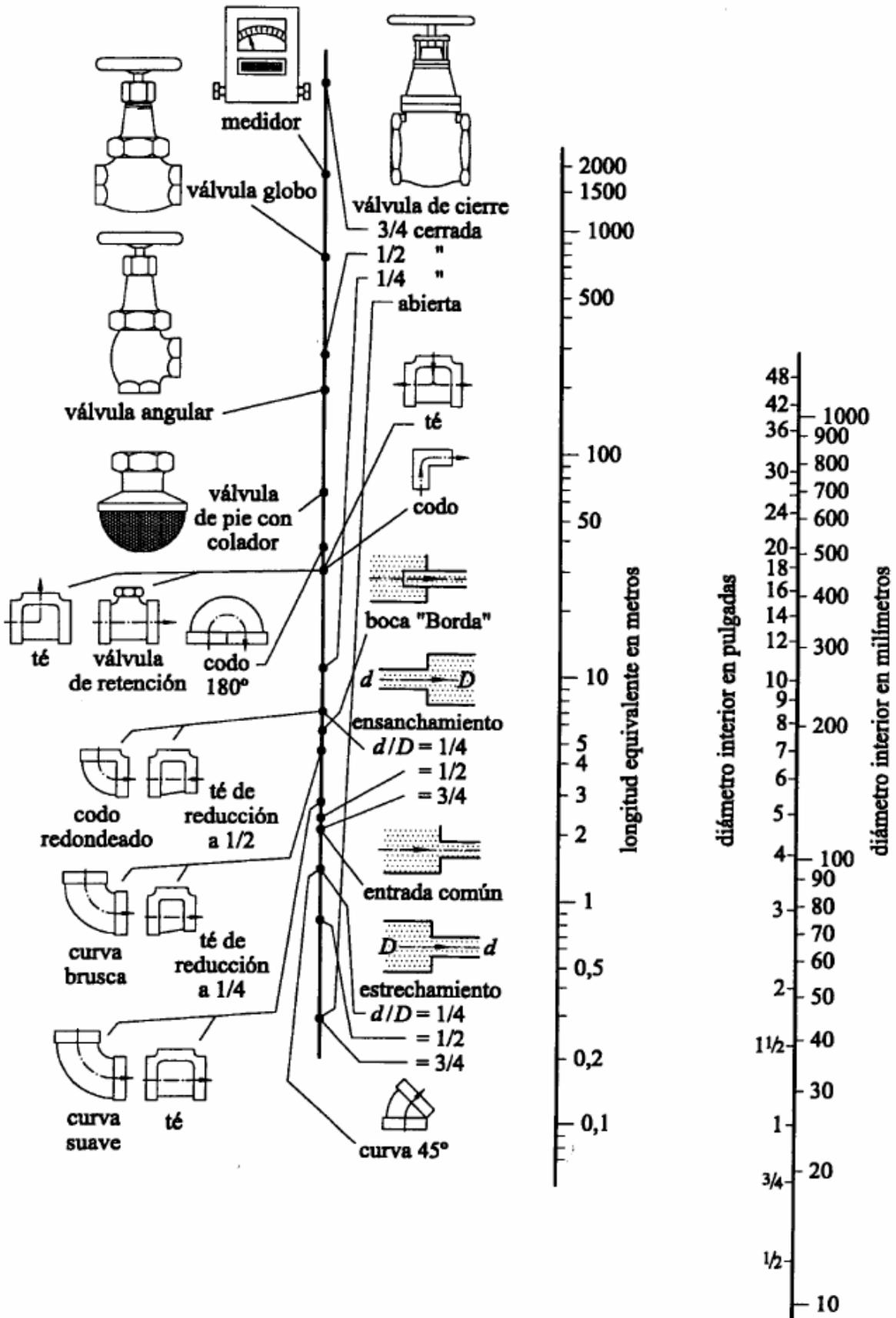


Diagrama 1. gráfico de longitud equivalente.

4.3.7- Tuberías en serie.

Al hablar de tuberías en serie nos referimos a una conducción en línea, compuesta de varios diámetros. Lógicamente se cumplen las siguientes leyes:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots \quad (4.34)$$

$$H_r = H_{r1} + H_{r2} + H_{r3} + \dots + \sum H_{ra} \quad (4.35)$$

Para un cálculo determinado, podemos plantear los siguientes casos hipotéticos:

1. Conocidos Q, L_i, D_i, v, k_i, determinar H_r.

Es un problema simple de cálculo de tuberías. Determinamos las pérdidas de carga en cada tramo, incluidas las pérdidas locales si procede, y al final se suman.

2. Dada una conducción en serie con distintos diámetros y/o rugosidades, determinar el diámetro equivalente D de la misma.

Expresamos en primer lugar la ecuación para pérdidas de carga locales, en función del caudal:

$$H_{ra} = K \cdot \frac{V^2}{2g} = \frac{8 \cdot K}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \cdot Q^2 \quad (4.36)$$

Sustituyendo ésta y también la fórmula de Darcy-Weissbach (ec.4.21) en la ec.(4.35), se obtiene:

$$\frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5} = \sum \left(\frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot f_i \cdot L_i \cdot \frac{Q^2}{D_i^5} \right) + \sum \left(\frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot K_i \cdot \frac{Q^2}{D_i^4} \right)$$
$$\frac{f \cdot L}{D^5} = \sum \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5} + \sum \frac{K_i}{D_i^4} \quad (4.37)$$

de donde despejaríamos el diámetro D.

A menos que las longitudes sean pequeñas, la influencia de las pérdidas de carga locales es despreciable; en tal caso, la ec.(4.37) adoptaría la forma:

$$\frac{f \cdot L}{D^5} = \sum \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5} \quad (4.38)$$

En un problema concreto, los distintos coeficientes de fricción serán muy parecidos, en cuyo caso,

$$\frac{L}{D^5} = \sum \frac{L_i}{D_i^5} \quad (4.39)$$

Con cualquiera de los tres criterios (ec.(4.37), ec.(4.38) ó ec.(4.39)), lo primero que puede hacerse es calcular el diámetro equivalente D a través de la ec.(4.39).

En general, los resultados obtenidos con la ec.(4.39) pueden considerarse definitivos; pero si queremos más exactitud, determinaremos el coeficiente f para el diámetro D (aproximado) antes calculado, y también los f_i , terminando de resolver el problema con la ec.(4.38) y/o con la ec.(4.37).

3. El diámetro D que cumple los requisitos exigidos en una instalación no será en general comercial. Podría sustituirse por otra conducción equivalente que utilice los dos diámetros comerciales D_1 por defecto y D_2 por exceso, para lo que podríamos utilizar la ec.(4.39):

$$\frac{L}{D^5} = \frac{L_1}{D_1^5} + \frac{L - L_1}{D_2^5} \quad (4.40)$$

4. Conocidos L_i , D_i , v , k_i , H_r , determinar el caudal Q.

Calculado el diámetro equivalente D, se obtiene la velocidad a través de la ecuación,

$$V = -2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J} \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51 \cdot v}{D \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot J}} \right)$$

y con ello el caudal:

$$Q = V \cdot S = V \cdot \pi \cdot D^2 / 4$$

4.3.8.- Modelo matemático de las líneas.

El modelo matemático de una red, a parte de una base de datos hidráulicos, geométricos y de configuración de líneas, exige un conjunto de fórmulas o algoritmos que los interrelacionan; de tal manera, que, para unas condiciones cualesquiera de trabajo, sea capaz de dar unas resultados próximos a la respuesta real de la red. La expresión que modeliza un elemento de la red es la que relaciona, para el mismo, la variación de alturas piezométricas con el caudal. Veamos esta expresión en los elementos siguientes:

1. Tuberías

La expresión que modeliza el comportamiento de las tuberías es la ecuación de Darcy-Weissbach:

$$H_{ij} = H_k = H_i - H_j = \beta_k \cdot L_k \cdot \frac{Q_k^2}{D_k^5}$$

que suele simplificarse utilizando el concepto de resistencia hidráulica r de la línea:

$$\text{resistencia hidráulica} = r = \frac{\beta \cdot L}{D^5} \quad (4.43)$$

adoptando entonces la forma:

$$H_k = r_k \cdot Q_k^2 \quad (4.44)$$

Cuanto mayor sea la resistencia hidráulica de una línea, menor será el caudal que por ella se deriva. Esta resistencia sería una constante de dicha línea, si no fuera porque incluye el coeficiente de fricción β (ó f) que varía con Q .

En lugar de la ec.(4.44), en ocasiones resulta útil ajustar cada una de las líneas a una función potencial del tipo:

$$H_k = r_k \cdot Q_k^n \quad (4.45)$$

De tal manera que la resistencia hidráulica r resulte constante sea cual fuere el caudal. Los valores del exponente n son los siguientes:

$n=1$, para régimen laminar;

$n=2$, para régimen con dominio de la rugosidad;

$1,80 < n < 2$, para régimen turbulento con influencia del número de Reynolds.

Igualando la ec.(4.45) a la de Darcy-Weissbach se obtiene:

$$r \cdot Q^n = \beta \cdot \frac{L}{D^5} \cdot Q^2$$
$$r = \beta \cdot \frac{L}{D^5} \cdot Q^{2-n} \quad (4.46)$$

Para ajustar en cada caso r y n , se sustituyen en la ec.(4.46) los valores de β y Q correspondientes a dos regímenes diferentes, y se resuelve el sistema de ecuaciones. Conviene ajustarlo entre unos límites reales de caudal; por ejemplo, entre el máximo dado por el criterio de Bonnet y el 50% del mismo.

El ajustar previamente todas las líneas del modelo a la función potencial ec.(4.45), puede representar luego una simplificación del cálculo a la hora de rodar el programa para calcular una situación o simulación concreta de la red.

4.3.9.- Curva motriz teórica H-Q.

Quizás la curva más característica de una bomba hidráulica sea la curva motriz, que relaciona, para un régimen de giro concreto, la altura H con el caudal Q que suministra: $H = H(Q)$. En el supuesto teórico que vamos a analizar se prescinde de pérdidas internas, en cuyo caso, los rendimientos hidráulico y volumétrico son la unidad: $H = H_t$ y $Q = Q_r$; es decir, el aumento de energía H del flujo coincide con la H_t suministrada al mismo, y el caudal que atraviesa la máquina coincide con el que pasa por el rodete. El análisis de las bombas que se rigen por la ecuación sin paletas guía, nos da una idea general bastante acertada para cualquier otra.

Curva teórica $H_{t,\infty} = H(Q)$

Al prescindir de rozamientos, $H = H_t$, y si además se supone que hay infinitos álabes de espesor inmaterial ($\beta_2 = \beta_2'$ y/o $H = H_{t,\infty}$), la curva resultaría doblemente teórica; así podríamos escribir,

$$H = H_{t,\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g} \quad (4.47)$$

En el triángulo de salida se cumple la siguiente relación trigonométrica (fig.4-6):

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \cdot \cot g \beta_2$$

Despejando c_{r2} de la ecuación

$$Q_r = S_2 \cdot c_{r2} = k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{r2}$$

Y sustituyéndolo en la anterior, se obtiene:

$$c_{u2} = u_2 - \frac{Q_r}{k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \cot g \beta_2$$

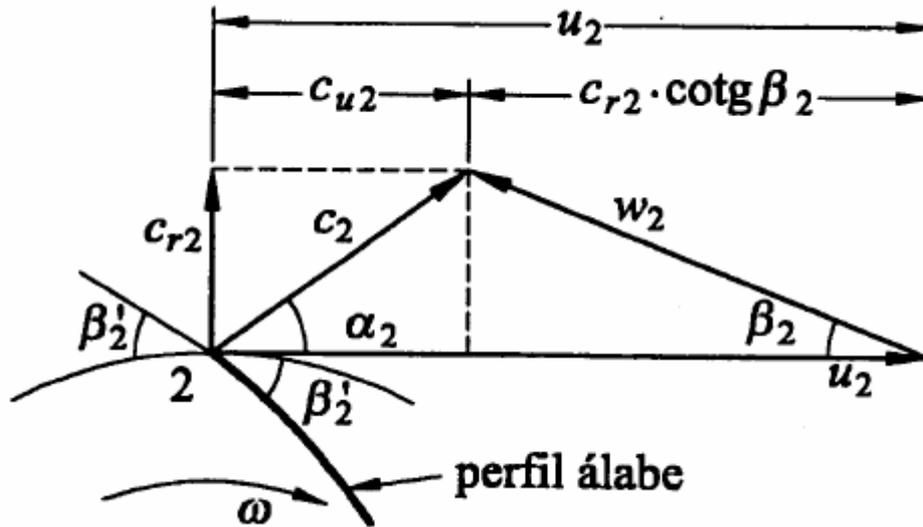


Figura 4-6

Y sustituyendo ésta ($Q_r = Q$) en la ec.(4.47), encontramos, en función del caudal, de la velocidad de giro ($u_2 = \omega \cdot D_2/2$) y de la geometría del rodete ($\beta_2 = \beta_2'$), la curva teórica que buscamos:

$$H = H_{t,\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cot g \beta_2'}{g \cdot k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot Q \quad (4.48)$$

Que, para un régimen de giro concreto ($u_2 = \omega \cdot D_2/2 = \text{constante}$), es la ecuación de una recta:

$$H = c + a \cdot Q \quad (4.49)$$

Si $\beta_2' < 90^\circ$ (álabe curvado hacia atrás), $\cot g \beta_2' > 0$: la pendiente de la recta (ec.(5.48)) es negativa; si $\beta_2' = 90^\circ$ (alabe radial), $\cot g \beta_2' = 0$: la recta queda horizontal; y si $\beta_2' > 90^\circ$ (alabe curvado hacia delante), $\cot g \beta_2' < 0$: la pendiente resulta positiva (fig.4-7).

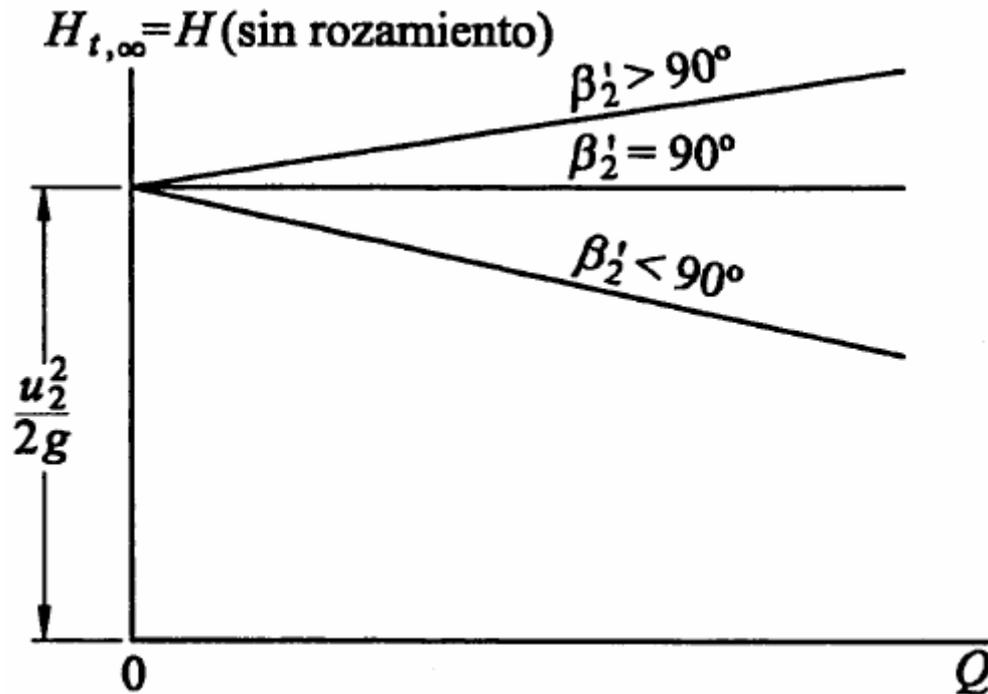


Figura 4-7

A la vista de la fig.4-7 encontramos un nuevo argumento que desaconseja la última solución de álabes curvados hacia delante ($\beta_2' > 90^\circ$). En efecto, al ser creciente la curva motriz de la bomba, al igual que la curva resistente de la conducción (fig.4-8), pudiera haber dos puntos de intersección, lo que originaría oscilaciones de bombeo (el punto de funcionamiento de la bomba persigue al punto de funcionamiento de la instalación sin encontrarlo), que son inadmisibles. Tampoco es muy frecuente la solución de álabe radial. En la práctica, el ángulo β_2' varía habitualmente entre 15° y 35° , y mas frecuentemente entre 20° y 25° .

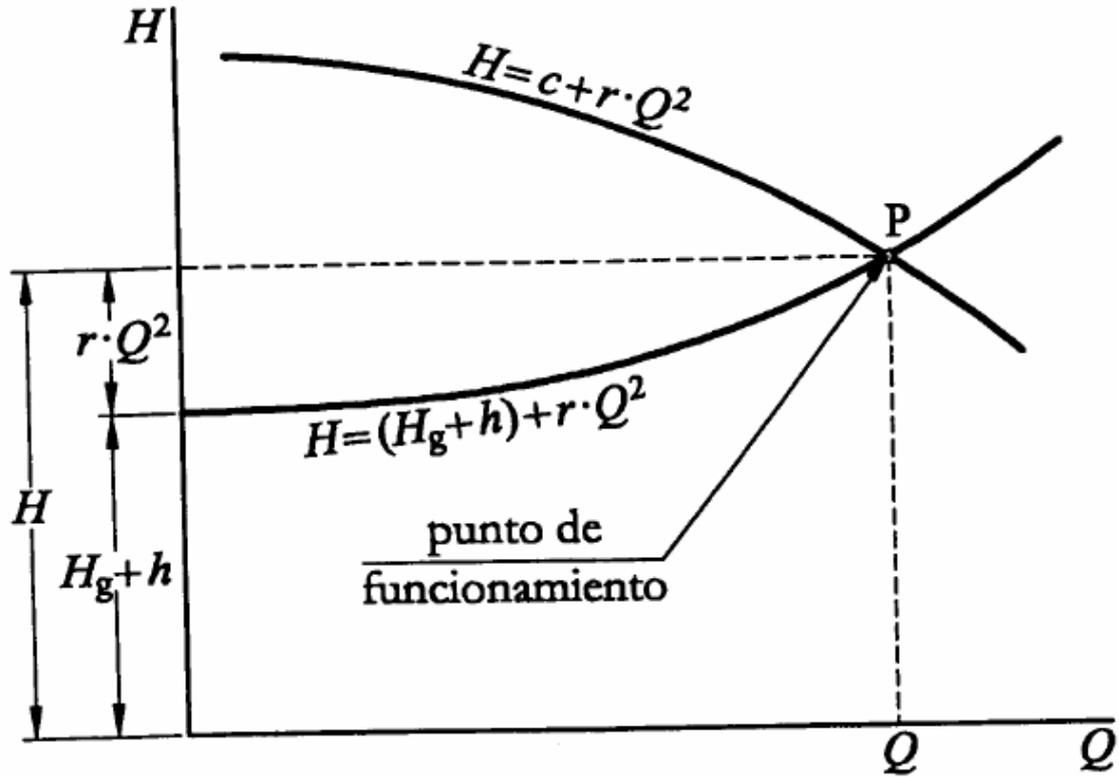


Figura 4-8

Curva teórica $H_{t,z} = H(Q)$

Al ser finito el número z de álabes, $\beta < \beta_2'$. Esto se traduce en un menor valor de c_{u2} ($c_{u2} < c_{u2}'$; fig.4-9) y consecuentemente (ec.(4.47)) en una menor altura H_t ($H_{t,z} < H_{t,\infty}$):

$$H_{t,z} = \mu \cdot H_{t,\infty} \quad (4.50)$$

En muy diversa bibliografía sobre bombas, aparecen relaciones empíricas entre ambas alturas; una muy utilizada es la de Pfleiderer, que escribimos a continuación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 \cdot (1 + \text{sen} \beta_2')}{z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (4.51)$$

Es importante señalar que la menor altura de elevación $H_{t,z}$ con relación a $H_{t,\infty}$, no es en realidad una pérdida, pues aún no se han considerado rozamientos y choques; se trata simplemente de prestaciones diferentes (fig.4.10).

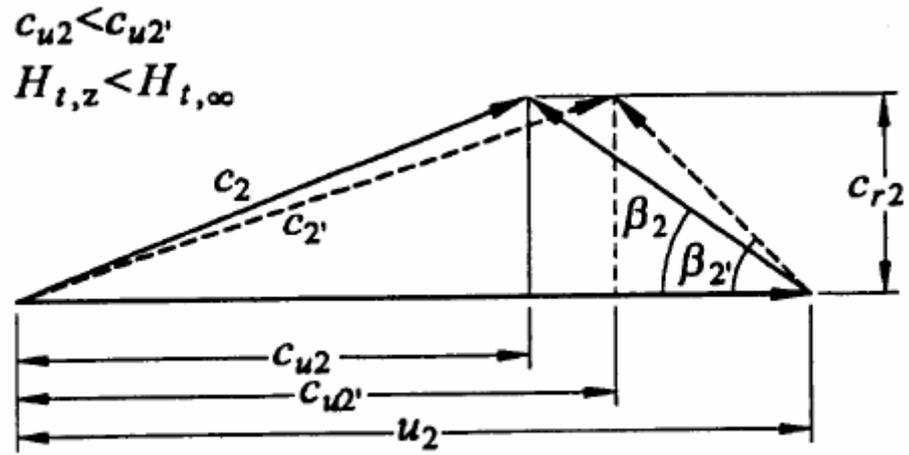


Figura 4-9

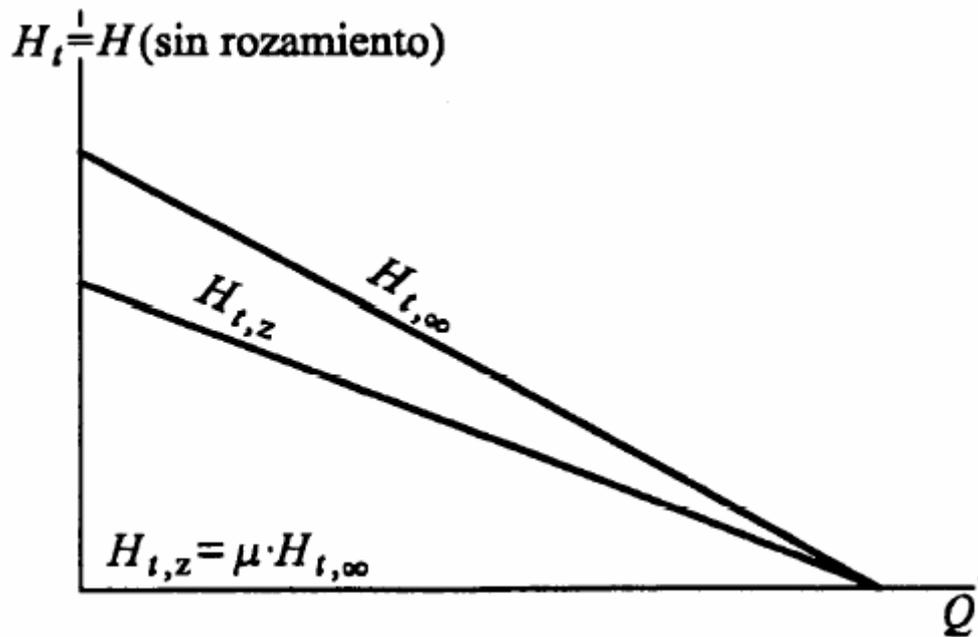


Figura 4-10

4.3.10.- Curvas características reales.

4.3.10.1.- Curva motriz real H-Q.

Comencemos analizando la altura H_0 que da la bomba, con un determinado régimen de giro, a válvula cerrada ($Q=0$). Teóricamente (ecs.(4.48) y (4.50)) para z álabes (fig.4-11),

$$H = \mu \cdot \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cot g\beta_2'}{g \cdot k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot Q \right) = \mu \cdot \frac{u_2^2}{g}$$

Sin embargo, aunque la válvula esté cerrada, circula por el impulsor el caudal q correspondiente a las pérdidas volumétricas interiores ($Q_r = Q + q$); incluso éstas son ahora mayores por existir mayores presiones a la salida del impulsor. Estas mayores presiones se deben a dos motivos: el primero porque la altura H_0 suele ser la mayor que da la bomba y el segundo porque está casi toda ella en forma de presión a la salida del impulsor ya que el caudal Q_r que lo atraviesa es muy pequeño y en consecuencia la velocidad del flujo también.

Aparte de las pérdidas volumétricas q , se ha comprobado que existe además un reflujo tanto en el tubo de acceso como en el impulsor, por lo que aún será mayor el caudal Q_r que circula por éste ($Q_r > q$). Existen pues unas pérdidas por rozamiento y sobre todo por choques, que provocan un valor H_0 real menor que los teóricos (fig.4-11).

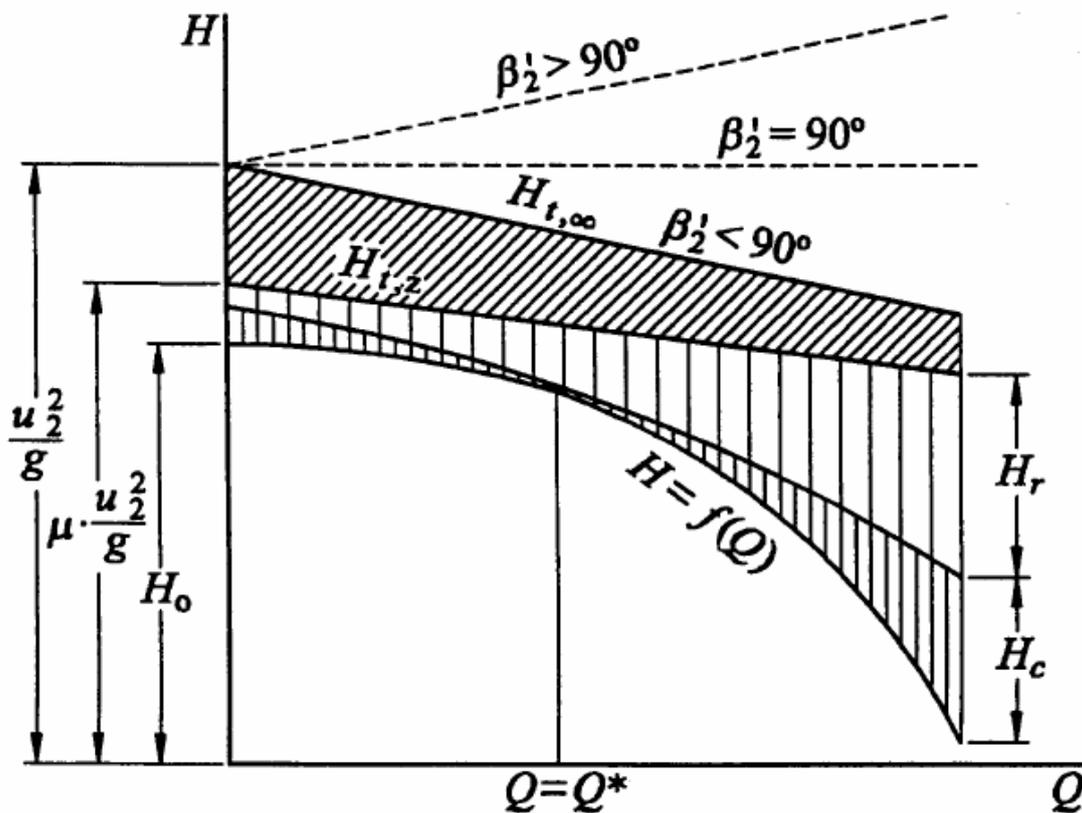


Figura 4-11

A válvula abierta ($Q > 0$), la curva real $H = H(Q)$ está afectada lógicamente por las pérdidas hidráulicas. Estas son,

a) las pérdidas por rozamiento

$$H_r = K_r \cdot Q^2$$

b) las pérdidas por choques que se producen a la entrada y a la salida del impulsor cuando la bomba trabaja en condiciones fuera de diseño:

$$H_c = K_c \cdot (Q - Q^*)^2$$

Las pérdidas por H_r por rozamiento aumentan con el caudal Q y las pérdidas H_c por choques, que son teóricamente nulas en condiciones de diseño ($Q = Q^*$), aumentan con mayores y con menores caudales tanto más cuanto más difieran de Q^* (fig.4-11). Desde luego no es posible ni teórica ni prácticamente computar por separado estas pérdidas.

En consecuencia, teniendo además en cuenta la ecuación (4.49) ($H_{t,z} = c' + a' \cdot Q$), se obtiene,

$$H = H_{t,z} - H_r - H_c$$

$$H = (c' + a' \cdot Q) - K_r \cdot Q^2 - K_c \cdot (Q - Q^*)^2$$

$$H = c + b \cdot Q + a \cdot Q^2 \quad (4.52)$$

Así pues, el razonamiento que acabamos de hacer nos lleva a que la curva característica real $H = H(Q)$ es una función parabólica (fig.4-11), en lugar de la función lineal de las curvas teóricas, lo que se ajusta bastante a la realidad.

Mediante un análisis puramente teórico, no puede obtenerse la expresión matemática que en cada caso satisface a la ec.(4.52). En general, se determina la curva por vía experimental en un banco de ensayos, y esta será la que el fabricante de la bomba suministre al usuario. Para obtener el modelo matemático de la misma, lo que es imprescindible en procedimientos de cálculo informáticos, tomamos sobre ella una serie de puntos a los que ajustamos la función mediante el método de los mínimos cuadrados.

Si sólo necesitamos ajustar el trozo de la curva $H = H(Q)$ en el que nos vayamos a mover en cada caso, es suficiente, aproximar la curva real a la expresión,

$$H = c + a \cdot Q^2 \quad (4.53)$$

Para ajustar por el método de los mínimos cuadrados la curva característica real $H = H(Q)$ a la expresión, $H = c + a \cdot Q^2$, nos basamos en el siguiente procedimiento:

La diferencia $[H - (c + a \cdot Q^2)]$ sería nula para cualquier punto de la curva, si ésta fuese exactamente coincidente con la función. En realidad habrá una pequeña diferencia más o menos marcada dependiendo del punto. Si esta diferencia es pequeña, mucho más lo será el cuadrado de la misma,

$$[H - (c + a \cdot Q^2)]^2$$

El método de los mínimos cuadrados consiste en elegir varios puntos de la curva, sustituirlos en la expresión anterior y sumarlos. La suma S resultante debe ser mínima:

$$S = \sum [H_i - (c + a \cdot Q_i^2)]^2$$

El mínimo de la función S será pues la solución del problema. Derivando respecto a c y a a, e igualando a cero, se obtiene un sistema de dos ecuaciones, con el que se hallan los valores de c y a que hacen mínima la función.

Siendo n el número de puntos escogidos, encontramos ($dS/dc = 0$ y $dS/da = 0$):

$$\begin{aligned} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 &= 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 &= 0 \end{aligned}$$

4.3.10.2.- Curvas de potencias y de rendimiento global.

Comenzamos recordando como se obtiene mediante ensayo las potencias y el rendimiento global.

Potencia útil P

La potencia útil, o potencia P ganada por el líquido, sería,

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H$$

El caudal Q que pasa por las bombas se mide con un caudalímetro y la altura H con dos manómetros colocados a la entrada y a la salida: $H = (p_s - p_e) / \gamma$.

Potencia exterior en el eje P_e

La potencia exterior en el eje, o potencia al freno, viene dada por la expresión,

$$P_e = M \cdot \omega$$

El par motor M se mide con un freno dinamométrico (freno de Prony, por ejemplo) y la velocidad angular ω con un cuenta vueltas, o tacómetro.

Rendimiento global

El rendimiento global se obtiene lógicamente mediante el cociente,

$$\eta = \frac{P}{P_e}$$

Para dibujar las curvas características, correspondientes a un régimen de giro N concreto, medimos el caudal Q , la altura H y el par motor M en varios puntos de funcionamiento. Con los dos primeros parámetros obtenemos la curva $H=H(Q)$; y mediante las fórmulas anteriores obtenemos las demás: $P=P(Q)$, $P_e=P_e(Q)$, $\eta = \eta(Q)$ (fig.4-12).

Las curvas que más usualmente da el fabricante son, $H=H(Q)$ y $P_e=P_e(Q)$. Si no nos dieran la curva del rendimiento $\eta = \eta(Q)$, podemos obtenerla con la ayuda de las otras dos:

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{P_e}$$

En general, la curva del rendimiento $\eta = \eta(Q)$ podrá ajustarse, si interesara, a una expresión del tipo:

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2 \quad (4.54)$$

El ajuste puede hacerse como antes por el método de los mínimos cuadrados. La función suma de las diferencias al cuadrado (ec.4.54) es,

$$S = \sum (\eta_i - d \cdot Q_i - e \cdot Q_i^2)^2$$

Derivándola respecto de d y de e , e igualando a cero, se obtiene el sistema de ecuaciones correspondiente:

$$\begin{cases} \sum (\eta_i \cdot Q_i) - d \cdot \sum Q_i^2 - e \cdot \sum Q_i^3 = 0 \\ \sum (\eta_i \cdot Q_i^2) - d \cdot \sum Q_i^3 - e \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

En la fig.4-12 puede observarse que a válvula cerrada ($Q=0$) la potencia P ganada por el flujo y en consecuencia el rendimiento η es nulo; en cambio, la potencia al freno P_e tiene lógicamente un valor: el correspondiente a las pérdidas interiores y exteriores. Donde mejor trabaja la bomba es con su potencia normal (la correspondiente al caudal Q^* de diseño), y también en una banda de caudales próximos a Q^* , a un lado y a otro del mismo, en la que el rendimiento resulta satisfactorio.

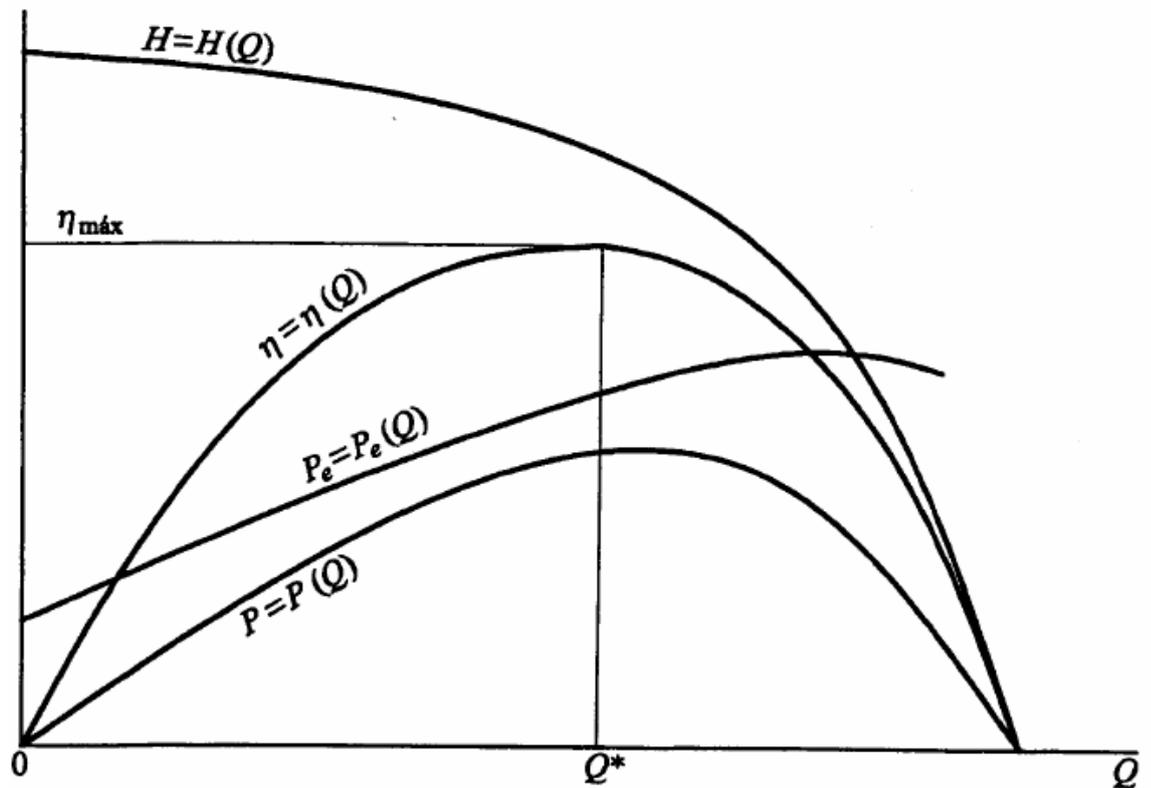


Figura 4-12

4.3.11. Funcionamiento a velocidad angular variable.

Aunque lo frecuente es que la bomba ya venga con su motor eléctrico incorporado y en consecuencia con su velocidad de giro prevista, resulta interesante analizar como variarían sus características si la hiciéramos funcionar a otras velocidades. Esto tiene especial interés, por ejemplo:

- b) cuando la bomba es arrastrada por un motor térmico y su velocidad pueda cambiarse según necesidad.
- c) Cuando el caudal de la instalación es variable y queremos mantener las presiones dentro de unos límites, puede resultar interesante colocarle al motor eléctrico un variador de frecuencia, con objeto de buscar en todo momento el punto de funcionamiento más conveniente.
- d) Una misma bomba suministrada con motores de diferentes revoluciones de prestaciones también diferentes; como si fuera otra bomba.

Veamos pues como varían las características de una bomba al cambiar su velocidad de giro.

Si en las leyes de semejanzas para bombas:

$$\frac{Q}{Q_1} = \lambda^3 \cdot \frac{n}{n_1} \qquad \frac{H}{H_1} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \qquad \frac{P_e}{P_{e1}} = \lambda^5 \cdot \left(\frac{n}{n_1}\right)^3$$

Sustituimos $\lambda = 1$, estaríamos comparando la bomba consigo misma:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \qquad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \qquad \frac{P_e}{P_{e1}} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3$$

(4.55)

Las tres han de cumplirse simultáneamente y solo serán válidas para comparar situaciones análogas, o de igual rendimiento.

Si eliminamos n/n_1 entre las dos primeras ecuaciones, obtenemos la relación entre H y Q para situaciones de igual rendimiento a diferentes velocidades; sería pues el lugar geométrico de puntos con el mismo rendimiento (curvas isorrendimiento):

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{Q}{Q_1}\right)^2; \qquad H = \frac{H_1}{Q_1^2} \cdot Q^2 = K_1 \cdot Q^2$$

En general,

$$H = K \cdot Q^2 \qquad \qquad \qquad \mathbf{(4.56)}$$

Que representa la familia de curvas isorrendimiento de la bomba en cuestión; son parábolas que pasan por el origen (fig.4-13). Cada valor de K da lugar a una curva de isorrendimiento diferente.

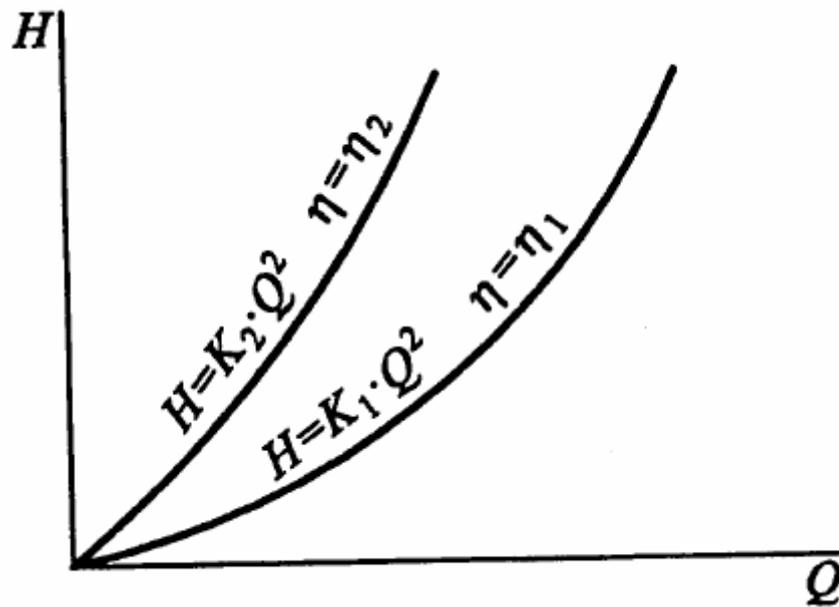


Figura 4-13

En la práctica, las leyes de semejanza (ec.4.55) no se cumplen para caudales pequeños (en las proximidades del origen) a causa de la desigual intervención de las pérdidas. Es por ello que las curvas isorrendimiento deben obtenerse mediante ensayos; son mas bien elipses, y desde luego no pasan por el origen. En la fig.4-14 puede verse una colina de rendimientos con seis curvas: $\eta=0,57, 0,63, 0,68, 0,71, 0,73, 0,75$.

Ensayadas las curvas $H=H(Q)$ y $P_e= P_e(Q)$ para un determinado número de revoluciones, podemos determinar las mismas para otras velocidades mediante las ecuaciones 4.55. la figura 4-14 muestra dichas curvas para siete velocidades diferentes: entre 1450 rpm y 2900 rpm.

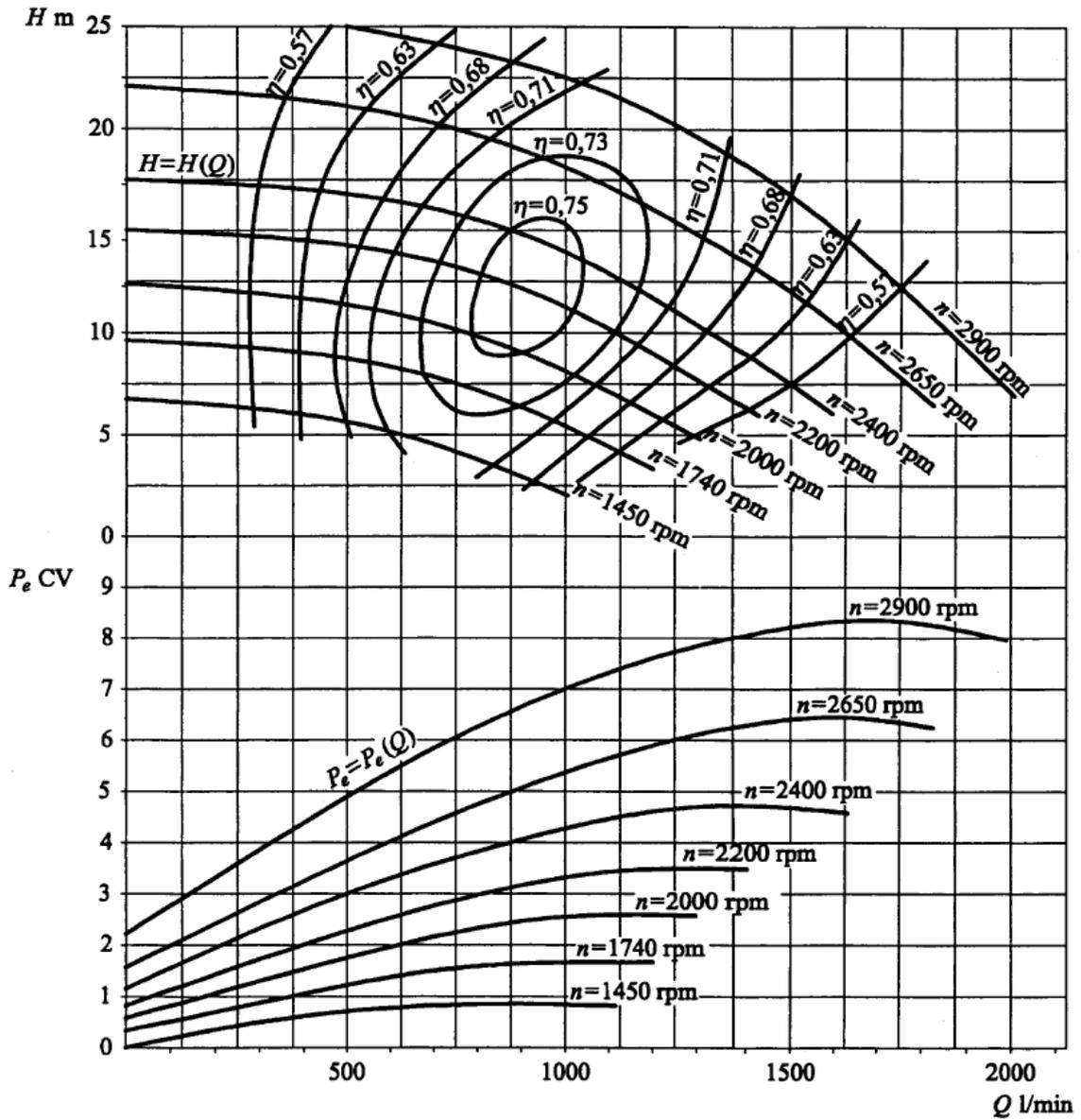


Figura 4-14

Capítulo 5

ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL SISTEMA COMPUESTO POR LAS BOMBAS BOOSTER PARA EL TRANSPORTE DE CRUDO EXTRAIDO

5.- ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL SISTEMA COMPUESTO POR LAS BOMBAS BOOSTER PARA EL TRANSPORTE DEL CRUDO EXTRAIDO.

En este apartado se va a desarrollar un análisis profundo de todos los elementos que componen el sistema de impulsión Booster. Se trata fundamentalmente de analizar el rendimiento óptimo del conjunto bomba-tubería y comprobar, mediante el cálculo de diseño de todos los componentes del sistema, la adecuación de las bombas al mismo. Para ello, el estudio se dividirá en las siguientes partes:

- 5.1.- Descripción de las características del sistema
- 5.2.- Cálculo de las ecuaciones del sistema de tuberías
- 5.3.- Cálculo de las ecuaciones de las curvas características de las bombas
- 5.4.- Determinación del punto de funcionamiento de la instalación
- 5.5.- Análisis de funcionamiento del sistema

5.1.- DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE FLUJO OBJETO DE ESTE PROYECTO

El sistema de flujo objeto del presente estudio está esquematizado mediante la figura 5-2 y las características del fluido son las que aparecen en la composición siguiente.

Las bombas Booster son las encargadas de entregar el fluido a las bombas de transporte principal (P-1701 A/B/C).a una presión de 10,1 barg. Para ello, aspiran el crudo procedente del separador de la segunda etapa (V-1401) a una presión de 4,6 barg, lo cual significa que el crudo viene libre de impurezas tal y como se describe a continuación.

COMPOSICIÓN DEL FLUIDO

1. CLOROS	:	más de 803 mg/l
2. CO ₂ :		≤593 ppm en peso
3. AGUA:		más del 2% en volumen
4. MERCAPTANS:		460 ppm en peso
5. SULFUROS TOTALES:		2% en peso
6. H ₂ S:		≤35 ppm en peso
7. VANADIO:		25 ppm en peso
8. NÍQUEL:		8 ppm en peso
9. ÁCIDEZ:		0,2 mg/g KOH

El sistema está condicionado a que tengan que existir tres bombas en el proceso de tal forma que siempre habrá una o dos en standby, durante los 5 primeros años estarán operando dos bombas y a partir del sexto año sólo funcionará una de ellas.

No obstante, el fabricante suministra la bomba con tres diámetros diferentes en el impulsor al objeto de que se elija el más adecuado a cada situación e incluso que

se pueda sustituir en un momento en que las condiciones de transporte sufran alguna variación.

Tanto las características de las tuberías como las de las bombas, aparecen en los apartados correspondientes a los análisis de cada una de ellas.

5.2.- CÁLCULO DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE TUBERÍAS DE FUEL PROVENIENTE DE LAS BOMBAS BOOSTER

La utilización de la planta está estudiada para un total de 25 años de servicio de tal forma que durante los cinco primeros años se hace necesario que existan dos de las bombas en funcionamiento continuo y conectadas en paralelo, quedando la otra en situación de Standby.

El resto del tiempo, el transporte se efectuará con una sola bomba, motivo por el cual el cálculo de todo el sistema se hará para esta situación (una sola bomba).

Según se desprende de la observación del esquema (fig.5-2), el flujo es conducido a la salida de las bombas Booster hacia la bomba principal de transporte a través de un sistema de tuberías de distintos diámetros que se reflejarán en el apartado de cálculos.

En este apartado se realizará el cálculo de pérdidas de carga en las tuberías de impulsión. Las pérdidas se calcularán con el caudal de transporte requerido por el contratista que durante los cinco primeros años se corresponden con el de funcionamiento de bombas acopladas en paralelo y el que suministra una sola bomba para el tiempo restante; a lo largo de la vida, éste caudal disminuye por año y consecuentemente las pérdidas de carga por fricción también lo harán, circunstancia que no se tendrá en cuenta al objeto de que el cálculo sea realizado en las condiciones más desfavorables.

El sistema está compuesto por una sola conducción con diferentes diámetros conectados en serie por lo que el cálculo se desarrollará como el de una impulsión simple y con una sola bomba según se verá a continuación.

Datos del sistema de tuberías

Caudal (caudal exigido por el contratista)	Q = 716	m³/h
Viscosidad dinámica a temperatura de 79,3C ^o	μ = 3,06	cp
Diámetro de la tubería de salida	D = 0,254	m
Rugosidad del material (acero inoxidable)	k = 0,0015	mm
Densidad del crudo	ρ = 0,81	gr/cm³

- Como se va a trabajar con el S.I. de unidades, empezaremos por la viscosidad cinemática

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{3,06 \cdot 10^{-2}}{0,81} = 3,77 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{s} = 3,77 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

-Cálculo de la rugosidad relativa; diámetro y rugosidad del material en mm

Ecuación vista en el **análisis conceptual (capítulo 4.3.5.1)**

$$\frac{k}{D} = \frac{0,0015}{254} = 5,90 \cdot 10^{-6}$$

-Cálculo del número de Reynolds,

Ecuación vista en el **análisis conceptual (capítulo 4.3.5.1)**

$$\boxed{\text{Re} = \frac{D \cdot V}{\nu}}$$

Donde V es la velocidad

$$Q = S \cdot V \quad \text{Donde } S \text{ es la sección}$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{Sustituyendo } S,$$

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V \quad \text{Despejando } V,$$

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad \text{Sustituyendo en la ecuación del nº de Reynolds}$$

Donde el caudal Q viene expresado en m^3/s , el diámetro D en m , y la viscosidad en m^2/s

$$\boxed{\text{Re} = \frac{D \cdot V}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,254 \cdot 3,77 \cdot 10^{-6}} = 2,64 \cdot 10^5}$$

- Para calcular el Coeficiente de fricción, se hará iterando hasta obtener un error inferior a 10^{-4} . Se comenzará dando un valor inicial de $f_0 = 0,015$ que se aplicará en la fórmula de Colebrook (ec.4.31)

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_D \cdot \sqrt{f_0}} \right) ;$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{5,90 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{2,64 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,015}} \right) \quad f_1 = 0,01486$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f_1}} \right) ;$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{5,90 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{2,64 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,01486}} \right) \quad f_2 = 0,01488$$

el coeficiente de fricción será:

$$f = 0,0148$$

Con la rugosidad relativa y el número de Reynolds también podemos sacar el valor del coeficiente de fricción con el diagrama de Moody, pero el método es menos exacto.

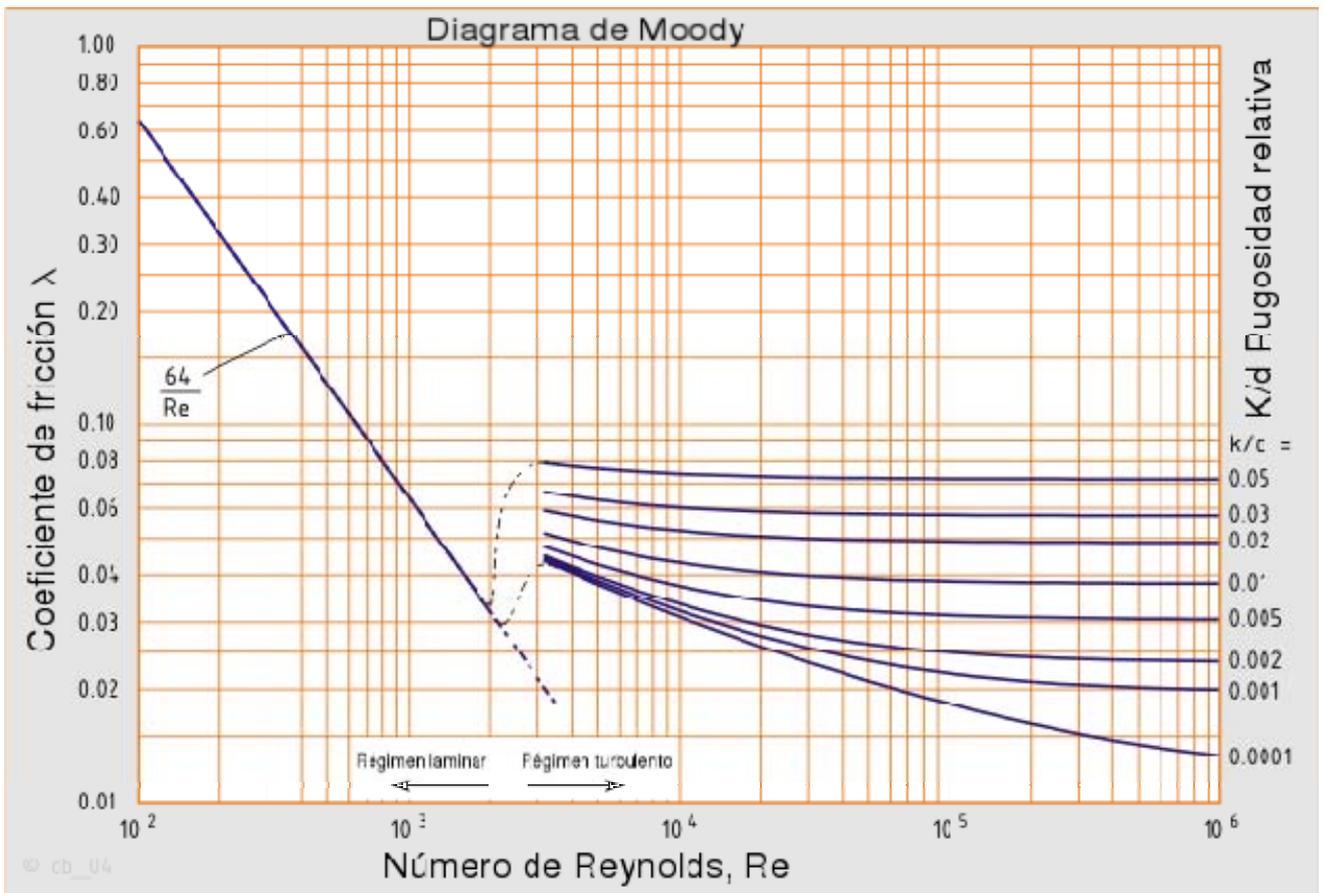


Figura 5-1. diagrama de Moody.

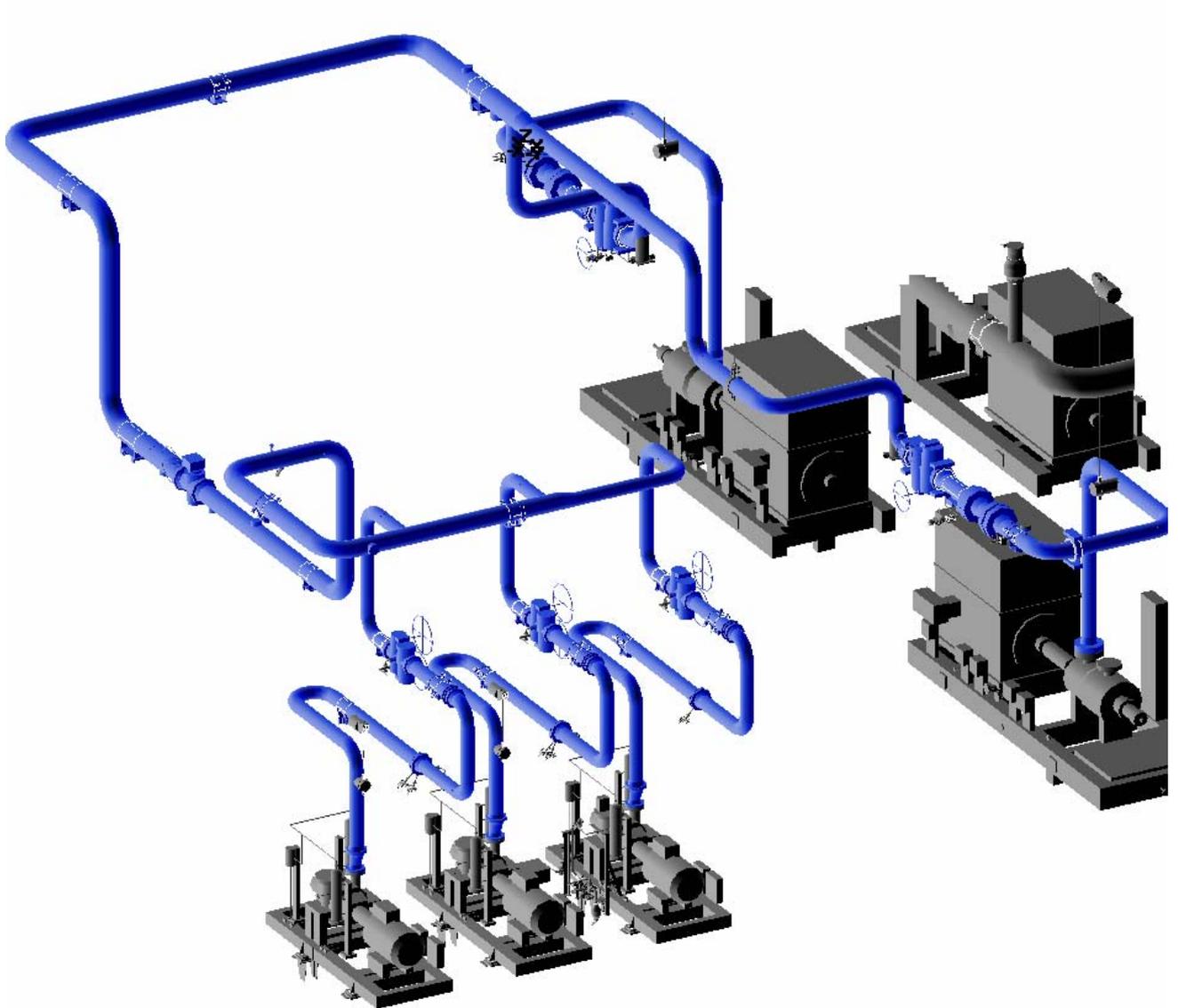


Figura 5-2. Sistema de Bombeo Booster-Bomba Principal. Programa PDMS.

- Ecuación de Darcy-Weissbach para pérdidas de carga (ec.4.20)

$$H_r = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Datos

$$Q = 0,1988 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$f = 0,0148$$

$$g = 9,81 \quad \text{m/s}^2$$

A continuación, con los datos anteriores, se procede a calcular las pérdidas para los diferentes tramos de tubería que aparecen en el sistema (fig.5-2), cada uno de ellos de longitud y diámetro diferentes. Para ello, se ha utilizado siempre el mismo coeficiente de fricción que en este caso es el correspondiente al de diámetro menor ($D=0,254$ m) que es el más desfavorable y que además supone una diferencia inapreciable con los otros para este cálculo del coeficiente de fricción.

a) para **$D=0,254$ m** y **$L=24,235$ m**

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,254^2} = 3,92 \text{ m/s}$$

$$H_{r1} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_1^2}{2g} = 0,0148 \cdot \frac{24,235}{0,254} \cdot \frac{3,92^2}{2 \cdot 9,81} = 1,11 \text{ m}$$

b) para **$D=0,355$ m** y **$L=18,149$ m**

$$V_3 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,355^2} = 2,01 \text{ m/s}$$

$$H_{r3} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_3^2}{2g} = 0,0148 \cdot \frac{18,149}{0,355} \cdot \frac{2,01^2}{2 \cdot 9,81} = 0,16 \text{ m}$$

c) para **$D=0,406$ m** y **$L=23,167$ m**

$$V_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,406^2} = 1,54 \text{ m/s}$$

$$H_{r2} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_2^2}{2g} = 0,0148 \cdot \frac{23,167}{0,406} \cdot \frac{1,54^2}{2 \cdot 9,81} = 0,10 \text{ m/s}$$

d) para **$D=0,305$ m** y **$L=17,493$ m**

$$V_4 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,305^2} = 2,72 \text{ m/s}$$

$$H_{r4} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V_4^2}{2g} = 0,0148 \cdot \frac{17,493}{0,305} \cdot \frac{2,72^2}{2 \cdot 9,81} = 0,32 \text{ m}$$

La pérdida de carga total a lo largo del sistema para el caudal de 716 m³/h es la suma de las pérdidas de carga de cada tramo de tubería.

$$H_{rTOTAL} = H_{r1} + H_{r2} + H_{r3} + H_{r4} = 1,11 + 0,10 + 0,16 + 0,32 = 1,69 \text{ m}$$

-Cálculo de pérdidas locales

Éstas serían las pérdidas por fricción del sistema de tuberías compuesto por cuatro tramos en serie de diferentes diámetros pero, además de éstas, existen las denominadas pérdidas locales debidas a desprendimientos de la capa límite tales como las válvulas, codos y acoplamientos que componen el sistema. Para la determinación de estas pérdidas se van a utilizar los dos métodos actualmente existentes, el de coeficiente de pérdida y el método de longitud equivalente que se utilizará para la definición del modelo matemático.

Para la definición de la ecuación del sistema de tuberías se utilizará el procedimiento de coeficiente de pérdidas para los accesorios, los cuales aparecen en las tablas siguientes.

Valores del coeficiente K para diversos accesorios

TIPO DE ACCESORIO	VALOR K
Válvula esférica, totalmente abierta	K= 10
Válvula de ángulo, totalmente abierta	K= 5
Válvula de retención de clapeta	K= 2,5
Válvula de pie con colador	K= 0,8
Válvula de compuerta	K= 0,19
Codo de retroceso	K= 2,2
Empalme en T normal	K= 1,8
Codo de 90° normal	K= 0,9
Codo de 90° de radio medio	K= 0,75
Codo de 90° de radio grande	K= 0,60
Codo de 45°	K= 0,42

Tabla 13.

Longitudes y diámetros de los diferentes tramos de tubería

Tramos de tubería	Diámetro en pulgadas	Diámetro en milímetros	Longitud de tubería en metros
TRAMO 1	10	254	24,235
TRAMO 2	14	356	18,149
TRAMO 3	16	406	23,167
TRAMO 4	12	305	17,493

Tabla 14.

Número de accesorios y su valor K en los distintos tramos

TRAMO	D en pulgadas	Tipo de accesorio	Numero de accesorios	Valor de K	ΣK
TRAMO 1	10	Codos a 90°	7	0,9	6,3
		Válvulas de compuerta	5	0,19	0,95
		Válvulas de retención	1	2,5	2,5
		T normal	1	1,8	1,8
TRAMO 2	14	Codos a 90°	4	0,9	3,6
		Válvulas de compuerta	2	0,19	0,38
TRAMO 3	16	Codos a 90°	4	0,9	3,6
TRAMO 4	12	Codos a 90°	6	0,9	5,4
		Válvulas de compuerta	1	0,19	0,19

Tabla 15.

Valores de K para cada tramo

Tramo de tubería	Valor de K para cada tramo
TRAMO 1	11,55
TRAMO 2	3,98
TRAMO 3	3,6
TRAMO 4	5,59
SUMATORIO DE K total	24,72

Tabla 16.

A continuación vemos el sistema de tuberías seccionado en los distintos tramos.



P-1402A

TRAMO 1 (PDMS)



TRAMO 2 (PDMS)



TRAMO 3 (PDMS)



TRAMO 4 (PDMS)

P-1701A

Incluyendo el valor de los distintos coeficientes de pérdidas por accesorios en la ecuación de Darcy-Weissbach (vista en el capítulo 4.3.6) para los distintos tramos de tubería, se obtendrá la pérdida en cada tramo incluidas las correspondientes a dichos accesorios de tal forma que la pérdida total del sistema se corresponderá con la suma de las pérdidas en cada tramo.

$$H_r = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Capítulo 4.3.6})$$

a) para **D=0,254 m** y **L=24,235 m** y **K=11,55**

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,254^2} = 3,92 \text{ m/s}$$

$$H_{r1} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

$$H_{r1} = \left(0,048 \cdot \frac{24,235}{0,254} + 11,55 \right) \cdot \frac{3,92^2}{2g} = 10,16 \text{ m}$$

b) para **D=0,355 m** y **L=18,149 m** y **K=3,98**

$$V_3 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,355^2} = 2,01 \text{ m/s}$$

$$H_{r3} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V_3^2}{2g}$$

$$H_{r3} = \left(0,0148 \cdot \frac{18,149}{0,355} + 3,98 \right) \cdot \frac{2,01^2}{2g} = 0,97 \text{ m}$$

c) para **D=0,406 m** y **L=23,167 m** y **K=3,6**

$$V_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,406^2} = 1,54 \text{ m/s}$$

$$H_{r2} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

$$H_{r2} = \left(0,0148 \cdot \frac{23,167}{0,406} + 3,6 \right) \cdot \frac{1,54^2}{2g} = 0,53 \text{ m}$$

d) para **D=0,305 m** y **L=17,493 m** y **K=5,59**

$$V_4 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,305^2} = 2,72 \text{ m/s}$$

$$H_{r4} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V_4^2}{2g}$$

$$H_{r4} = \left(0,0148 \cdot \frac{17,493}{0,305} + 5,59 \right) \cdot \frac{2,72^2}{2g} = 2,43 \text{ m}$$

La pérdida total del sistema será:

$$H_{rtotal} = H_{r1} + H_{r2} + H_{r3} + H_{r4} = 10,16 + 0,53 + 0,97 + 2,43 = 14,09m$$

$$\boxed{H_{rtotal} = 14,09m}$$

Por tanto, la pérdida de carga total del sistema para el caudal de 716 m³/h, se corresponderá con la suma de las pérdidas por fricción (14,09 m) más la altura geométrica (7,865 m). Es decir:

$$H_{total \text{ del sistema}} = H_{rtotal} + H_g = 14,09 + 7,865 = \mathbf{21,955 \text{ m}}$$

Esta es la presión que, como mínimo debe vencer la bomba para suministrar el crudo a la bomba principal, aunque ya se verá que además esta bomba principal debe aspirar el fluido a una presión determinada que lógicamente también se la tendrá que suministrar la bomba Booster.

No obstante, para determinar el punto de funcionamiento de la instalación, hay que definir la ecuación del sistema de impulsión lo cual se desarrollará a continuación junto con el modelo matemático del mismo para predecir las características del flujo en cada situación de caudal así como la optimización del proceso.

- Curva característica de la instalación

El estudio de la curva característica de la instalación se hace imprescindible para analizar el comportamiento de la bomba objeto de este estudio (P-1402). Ya sabemos que para llevar un análisis del comportamiento del sistema tubería-

bomba, hay que considerar que el punto de trabajo de una bomba depende a la vez de la característica resistente a vencer. El problema admite tanto el tratamiento analítico como el gráfico.

El tratamiento gráfico quizás sea más directo pero al mismo tiempo más inexacto. Más directo porque, por un lado, el fabricante proporciona siempre las gráficas de las características motrices de las distintas bombas y por otro porque es mucho más claro e intuitivo.

El método analítico requiere un tratamiento matemático que exige previamente un ajuste analítico de las curvas, pero al ser más exacto, es el que se va a desarrollar en este Proyecto.

Dado que el sistema va a estar funcionando con caudales muy diversos (desde 716 m³/h hasta 27 m³/h), también se definirá la expresión del modelo matemático del sistema al objeto de analizar el comportamiento a lo largo de los 25 años de vida previstos con los diferentes caudales.

Resolución analítica de la tubería de impulsión del sistema

Dado que de lo que se trata es de definir una sola ecuación del sistema que relacione las presiones con los caudales para distintos valores de éstos, lo que hay que hacer en primer lugar es calcular el diámetro equivalente de la instalación, que como ya se ha expuesto está compuesta por cuatro tramos de tubería conectadas en serie. Por otro lado, al ser las longitudes pequeñas, la influencia que las pérdidas de carga locales ejercen es bastante significativa, como se verá en el desarrollo de los cálculos.

- Diámetro equivalente (sin accesorios)

Por la fórmula de Colebrook e iterando:

Ecuación 4.39

$$\begin{cases} f = 0,0155 \\ f_1 = 0,0148 \\ f_2 = 0,0153 \\ f_3 = 0,0158 \\ f_4 = 0,0162 \end{cases}$$

$$\frac{f \cdot L}{D_e^5} = \sum \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5}$$

$$\frac{0,0155 \cdot 83,044}{D^5} = 0,0148 \cdot \frac{24,235}{0,254^5} + 0,0153 \cdot \frac{17,493}{0,305^5} + 0,0158 \cdot \frac{18,149}{0,355^5} + 0,0162 \cdot \frac{23,167}{0,406^5}$$

$$\frac{1,287}{D^5} = 525,5$$

$$D = \sqrt[5]{2,45 \cdot 10^{-3}} = 0,300$$

$$D = 0,300 \text{ m}$$

- Diámetro equivalente (con accesorios).

Para grandes longitudes de tubería la diferencia entre el diámetro equivalente sin accesorios y el diámetro equivalente con accesorios sería insignificante. Nuestro caso no es precisamente éste, ya que la longitud es de unos 83 metros, lo cual no es una gran longitud. Por este motivo vamos a calcular el diámetro equivalente con los accesorios, y éste será el que utilicemos, ya que como se verá ahora supone una diferencia considerable con el anterior.

K= COEFICIENTES DE PÉRDIDA

Ecuación 4.37

$$\frac{f \cdot L}{D^5} = \sum \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5} + \sum \frac{K_i}{D_i^4} \quad ; \quad \sum \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5} = 525,5$$

$$\frac{0,0155 \cdot 83,044}{D_e^5} = 525,5 + \left(\frac{11,55}{0,254^4} + \frac{3,98}{0,355^4} + \frac{3,6}{0,406^4} + \frac{5,59}{0,305^4} \right)$$

$$\frac{1,229}{D^5} = 4320,1 \quad ; \quad D = \sqrt[5]{2,84 \cdot 10^{-4}}$$

$$D = 0,195m$$

- Ecuación del sistema de impulsión

Aplicando Darcy- Weissbach para:

$$f = 0,0148$$

$$L_T = 83,044m$$

$$D_e = 0,195m$$

$$\sum K_T = 24,72$$

$$H_R = \left(f \cdot \frac{L_T}{D_e} + \sum K_T \right) \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Siendo,

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{16Q^2 / \pi^2 D_e^4}{2g} = \frac{8}{\pi^2 \cdot D_e^4 \cdot g} \cdot Q^2$$

Se tiene, que

$$H_R = \left(0,0148 \cdot \frac{83,044}{0,195} + 24,72 \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot 0,195^4 \cdot g} \cdot Q^2$$

De donde la expresión correspondiente a las pérdidas de carga, será

$$H_R = 17728 \cdot Q^2$$

La ecuación del sistema tubería sería H_R más la altura geométrica $H_g=7,865$, con lo que quedaría de la siguiente forma:

$$H_T = 7,865 + 1772,8 \cdot Q^2$$

- MODELO MATEMÁTICO

El modelo matemático de un sistema (una línea de impulsión, en nuestro caso), se utiliza para que en unas condiciones de trabajo determinadas, sea capaz de dar unos resultados próximos a la respuesta real del sistema. La expresión que modeliza un elemento cualquiera del sistema (tubería de impulsión, en este caso) es la que relaciona la variación de alturas con el caudal.

A continuación se procede a su cálculo siguiendo el procedimiento especificado en el capítulo 4.3.8.

a) caudales a considerar

Como se ha especificado en el capítulo 4.3.8, habrá que hacer los cálculos para dos caudales distintos, 100% y 50%.

$$Q_1 = 0,1988 \text{ m}^3/\text{s} \quad (100\% \text{ de caudal, } 716 \text{ m}^3/\text{h})$$
$$Q_2 = \frac{Q_1}{2} = \frac{0,1988}{2} = 0,09944 \text{ m}^3/\text{s} \quad (50\% \text{ de caudal})$$

b) Cálculo de los Números de Reynolds

Se calcula el N° De Reynolds para los dos caudales anteriormente mencionados

$$Re_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 0,1988}{\pi \cdot 0,195 \cdot 3,77 \cdot 10^{-6}} = 3,44 \cdot 10^5 \quad (100\% \text{ del caudal})$$

$$Re_2 = \frac{Re_1}{2} = \frac{3,44 \cdot 10^5}{2} = 1,72 \cdot 10^5 \quad (50\% \text{ del caudal})$$

c) Coeficientes de fricción

1) para $Re_1=3,44 \cdot 10^5$, (100% de caudal) iterando, comenzamos con $f_0=0,015$.

Rugosidad relativa con diámetro equivalente

$$\frac{k}{D} = \frac{0,0015}{195} = 7,69 \cdot 10^{-6}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_1 \cdot \sqrt{f_0}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{7,69 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{3,44 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,015}} \right) \quad f_1 = 0,014105$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_1 \cdot \sqrt{f_1}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{7,69 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{3,44 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,014105}} \right) \quad f_2 = 0,014192$$

Por tanto, el coeficiente de fricción con un error inferior a 10^{-4} para Re_1 será:

$$\boxed{f_{Re1} = 0,0141}$$

2) para $Re_2=1,72 \cdot 10^5$, (50% de caudal), iterando como anteriormente

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_2 \cdot \sqrt{f_0}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{7,69 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{1,72 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,015}} \right) \quad f_1 = 0,016299$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_2 \cdot \sqrt{f_1}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{7,69 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{1,72 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,016299}} \right) \quad f_2 = 0,016152$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_3}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re}_2 \cdot \sqrt{f_2}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_3}} = -2 \cdot \log \left(\frac{7,69 \cdot 10^{-6}}{3,7} + \frac{2,51}{1,72 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{0,016152}} \right) \quad f_3 = 0,016168$$

el coeficiente de fricción con un error inferior a 10^{-4} para Re_2 será:

$$f_{\text{Re}_2} = 0,0161$$

Sustituyendo en la siguiente ecuación las dos situaciones, y dividiendo las expresiones resultantes, obtenemos el valor de n y a continuación el de r:

$$r = \beta \cdot \frac{(L + L_{\text{EQUIVALENTE}})}{D^5} \cdot Q^{2-n} \quad \text{donde } \beta = 0,0827 \cdot f$$

$$1 = \frac{\beta_1}{\beta_2} \cdot \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^{2-n} = \frac{141}{161} \cdot 2^{2-n}; \quad n = 1,808$$

$$L_{\text{EQUIVALENTE}} = \left(\sum K_T \right) \cdot \frac{D_E}{f} = 24,72 \cdot \frac{0,195}{0,0141} = 341,87m$$

$$r = \beta \cdot \frac{(L + L_{\text{EQUIVALENTE}})}{D^5} \cdot Q^{2-n} = 0,0827 \cdot 0,0141 \cdot \frac{(83,044 + 341,87)}{0,195^5} \cdot 0,1988^{2-1,808} = 1288,69$$

$$r = 1288,69$$

- la función potencial para la línea en cuestión será:

$$H_R = 1288,69 \cdot Q^{1,808}$$

Para calcular la expresión final del modelo matemático, habrá que sumarle a la expresión anterior, la altura geométrica del sistema (7,865 m), con lo que quedaría:

$$H_T = 7,865 + 1288,69 \cdot Q^{1,808}$$

Esta sería la expresión del modelo matemático de la citada línea de impulsión que es prácticamente coincidente con la resolución analítica de resistencia del sistema definida anteriormente.

5.3.- CÁLCULO DE LAS ECUACIONES DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS

La curva característica H-Q de la bomba o curva motriz debe suministrarla el fabricante, como así ocurre en nuestro caso y que se corresponde con la figura 5-3. Si se quisiera hacer un análisis rápido del funcionamiento del sistema, se podría hacer gráficamente como anteriormente se ha expuesto; es decir, se dibujaría la curva del sistema de tuberías y se sobrepondría a esta curva de la bomba suministrada por el fabricante. Pero este método no es tan exacto como cuando se emplea un tratamiento analítico que es el que se va a desarrollar a continuación. Se trata fundamentalmente de comprobar si para las necesidades de altura y caudal dadas por el contratista, la curva motriz de la bomba trabaja en ese punto en condiciones próximas a las de diseño, es decir con rendimiento óptimo. Esto, como se podrá comprobar, no es posible para cada caudal, el rendimiento irá en disminución conforme lo hace el caudal

Como se verá en el gráfico, el fabricante suministra la bomba con tres impulsores de distintos diámetros por lo que los cálculos lo realizaremos para los tres y al final se analizarán los resultados.

Se obviará la curva de cavitación porque las bombas siempre funcionan con una gran altura de aspiración positiva cuando están operando.

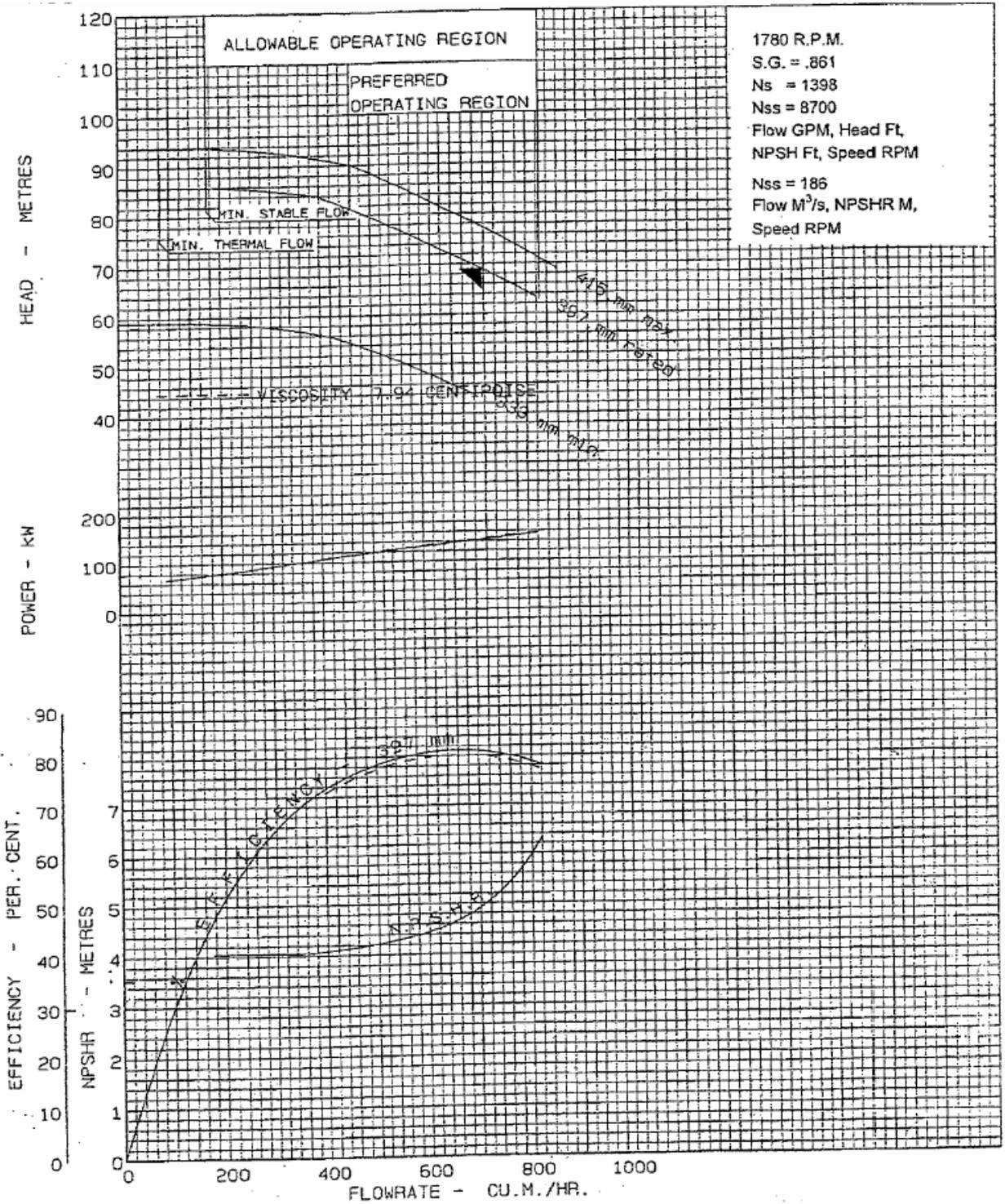


Figura 5-3.- Curvas de funcionamiento de las bombas para tres diámetros distintos, suministrada por el fabricante

- Ecuación de las curvas de funcionamiento de la bomba para diámetro del impulsor 415 mm

De la curva característica $H=H(Q)$ de la bomba P-1402 A/B/C tomamos los siguientes puntos:

Q (m³/h)	160	360	460	590	660	810	840
H (m)	94	92	90	84	80	72	70

Tabla 17.

Se ajusta a la expresión: $H= c+a \cdot Q^2$ (ec.4.53), por el método de los mínimos cuadrados, como señalamos en el capítulo 4.3.10.

El sistema a resolver será:

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Hacemos la siguiente tabla con caudales en m³/s

H_i	Q²·10³	H_i·Q²_i·10³	Q⁴_i·10⁶
94	1,975	185,65	3,9
92	10	920	100
90	16,327	1469,43	266,571
84	26,859	2256,16	721,406
80	33,611	2688,88	1129,699
72	50,625	3645	2562,891
70	54,444	3811,08	2964,149
Σ=582	Σ=193,841	Σ=14976,2	Σ=7748,616

Tabla 18.

Resolvemos el sistema de ecuaciones sustituyendo los datos de la tabla

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 582 - 7 \cdot c - 193,841 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \\ 14976,2 - 193,841 \cdot c - 7748,616 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \end{cases}$$

De donde obtenemos los valores de **a** y **c**:

$$a = -478,967$$

$$c = 96,406$$

La expresión ajustada a nuestra bomba es, ecuación de la bomba:

$$H = 96,41 - 478,96 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en m}^3/\text{s})$$

- Curvas de potencia y rendimiento.(D=415 mm)

Conviene puntualizar que sólo se dispone de la curva de potencia correspondiente al diámetro medio de impulsor por lo que los únicos valores exactos son los correspondientes a este diámetro. Para los otros dos diámetros, los resultados son sólo aproximado

Unidades

- Q= m³/s
- H= m
- P_e= kW
- ρ= kg/m³
- γ=N/m³
- P= W

Ecuaciones vistas en el capítulo 4.3.10.2

$$\begin{cases} P = \gamma \cdot Q \cdot H \\ \eta = \frac{P}{P_e} \\ \gamma = g \cdot \rho \end{cases}$$

$$\gamma = g \cdot \rho = 9,81 \cdot 0,81 \cdot 10^3 = 7946,1 \text{ N/m}^3$$

Hacemos una tabla con Caudales, Alturas, y Potencias

Q (m³/h)	160	360	460	590	660	810	840
H (m)	94	92	90	84	80	72	70
P (Kw)	76	100	115	130	140	155	160

Tabla 19.

- para P_e= 76 kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,044 \cdot 94 = 33196,7 \text{ W}$$

$$P = 33,197 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{33,196}{76} = 0,4368$$

$$\eta = 43,68\%$$

- para $P_e = 100$ kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,1 \cdot 92 = 73104,12 \text{ W}$$

$$P = 73,10 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{73,10}{100} = 0,731$$

$$\eta = 73,10\%$$

- para $P_e = 115$ kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,1277 \cdot 90 = 91380,15 \text{ W}$$

$$P = 91,38 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{91,38}{115} = 0,795$$

$$\eta = 79,5\%$$

- para $P_e = 130$ kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,1638 \cdot 84 = 109391,31 \text{ W}$$

$$P = 109,39 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{109,39}{130} = 0,841$$

$$\eta = 84,1\%$$

- para $P_e = 140$ kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,183 \cdot 80 = 116542,8 \text{ W}$$

$$P = 116,54 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{116,54}{140} = 0,832$$

$$\eta = 83,2\%$$

- para $P_e = 155$ kW.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,225 \cdot 72 = 128726,82 \text{ W}$$

$$P = 128,73 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{128,73}{155} = 0,83$$

$$\eta = 83\%$$

- para $P_e = 160 \text{ kW}$.

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot 0,233 \cdot 70 = 129786,3 \text{ W}$$

$$P = 129,79 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{129,79}{160} = 0,81$$

$$\eta = 81\%$$

Obtenemos la siguiente tabla con caudales, potencias, y rendimientos

Q (m³/h)	160	360	460	590	660	810	840
P (Kw)	33,19	73,1	91,38	109,39	116,54	128,73	129,78
η	0,437	0,73	0,795	0,841	0,832	0,83	0,81

Tabla 20.

Cálculo de la ecuación de la curva de rendimiento

Se resuelve el siguiente sistema de ecuaciones, visto en el capítulo 4.3.10.2

$$\begin{cases} \sum (\eta_i \cdot Q_i) - d \cdot \sum Q_i^2 - e \cdot \sum Q_i^3 = 0 \\ \sum (\eta_i \cdot Q_i^2) - d \cdot \sum Q_i^3 - e \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Con todos los términos \sum formamos una tabla de valores para los 5 últimos puntos, sumamos, sustituimos en el sistema de ecuaciones y lo resolvemos:

$\eta \cdot Q_i \cdot 10^3$	$\eta \cdot Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^3 \cdot 10^3$	$Q_i^4 \cdot 10^6$
100,9	12,898	16,327	2,071	260,14
137,7	22,562	26,83	4,395	719,87
152,2	27,897	33,49	6,128	1121,5
186,7	42,019	50,62	11,391	2562,89
189	44,1	54,29	12,649	2947,29
$\Sigma = 766,5$	$\Sigma = 149,48$	$\Sigma = 181,56$	$\Sigma = 36,634$	$\Sigma = 7611,69$

Tabla 21.

$$\begin{cases} 766,5 - d \cdot 181,56 - e \cdot 36,634 = 0 \\ 149,48 - d \cdot 36,634 - e \cdot 7,612 = 0 \end{cases}$$

Donde obtenemos los valores de d y e.

$$\begin{cases} d = 9,23 \\ e = -24,82 \end{cases}$$

La ecuación de rendimiento (4.54) es:

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

$$\eta = 9,23 \cdot Q - 24,82 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en m}^3/\text{s})$$

- caudal de diseño.

Derivando con respecto al caudal la ecuación anterior e igualando a cero se obtiene el caudal de diseño.

$$\frac{d\eta}{dQ} = 9,23 - 49,64 \cdot Q = 0$$

$$Q = 0,186 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 669,38 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de bomba, se obtiene la altura:

$$H = 96,41 - 478,96 \cdot Q^2$$

$$H = 96,41 - 478,96 \cdot 0,186^2 = 79,84$$

$$H = 79,84\text{m}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, se saca el máximo rendimiento al que puede funcionar la bomba:

$$\eta = 9,23 \cdot Q - 24,82 \cdot Q^2$$

$$\eta = 9,23 \cdot Q - 24,82 \cdot Q^2 = 9,23 \cdot 0,186 - 24,82 \cdot 0,186^2 = 0,858$$

$$\eta = 85,8\%$$

Luego el punto de diseño tiene las siguientes características:

$$Q = 668,38 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 79,84 \text{ m}$$

$$\eta = 85,8\%$$

- Ecuación de las curvas características de la bomba para diámetro del impulsor 397 mm

De la curva característica $H=H(Q)$ de la bomba P-1402 A/B/C tomamos los siguientes puntos:

Q (m³/h)	200	380	490	580	620	700	805
H (m)	86	84	80	76	74	70	64

Tabla 22.

Se ajusta a la expresión: $H= c+a \cdot Q^2$, por el método de los mínimos cuadrados, visto en el capítulo 4.3.10.1

El sistema a resolver sería:

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Hacemos la siguiente tabla con caudales en m³/s

H_i	Q²·10³	H_i·Q²_i·10³	Q⁴_i·10⁶
86	3,086	265,4	9,53
84	11,14	935,76	124,14
80	18,5	1480	343,22
76	25,9	1968,4	673,75
74	29,66	2194,84	879,74
70	37,8	2646	1429,49
64	50	3200	2500,19
Σ=534	Σ=176,086	Σ=12690,4	Σ=5960,06

Tabla 23.

Resolvemos el sistema de ecuaciones sustituyendo los datos de la tabla

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 534 - 7 \cdot c - 176,086 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \\ 12690,4 - 176,086 \cdot c - 5960,06 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \end{cases}$$

De donde obtenemos los valores de **a** y **c**:

$$a = -485,07$$

$$c = 88,487$$

La expresión ajustada a nuestra bomba sería, ecuación de la bomba:

$$H = 88,49 - 485,07 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en m}^3/\text{s})$$

- Curvas de potencia y rendimiento.(D=397 mm)

Unidades

Q= m³/s

H= m

P_e= kW

ρ= kg/m³

γ =N/m³

P= W

ecuaciones vistas en el capítulo 4.3.10.2

$$\begin{cases} P = \gamma \cdot Q \cdot H \\ \eta = \frac{P}{P_e} \\ \gamma = g \cdot \rho \end{cases}$$

$$\gamma = g \cdot \rho = 9,81 \cdot 0,81 \cdot 10^3 = 7946,1 \text{ N/m}^3$$

Hacemos una tabla con caudales, Alturas, y potencias

Q (m³/h)	200	380	490	580	620	700	805
H (m)	86	84	80	76	74	70	64

P (Kw)	80	105	119	130	135	140	155
---------------	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Tabla 24.

- para $P_e= 80 \text{ kW}$ $Q=200$ $H=86$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{200}{3600} \cdot 86 = 37964,7 \text{ w}$$

$$P = 37,965 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{37,965}{80} = 0,4745$$

$$\eta = 47,45\%$$

- para $P_e= 105 \text{ kW}$ $Q=380$ $H=84$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{380}{3600} \cdot 84 = 70455,42 \text{ w}$$

$$P = 70,45 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{70,45}{105} = 0,671$$

$$\eta = 67,1\%$$

- para $P_e= 119 \text{ kW}$ $Q=490$ $H=80$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{490}{3600} \cdot 80 = 86524,2 \text{ w}$$

$$P = 86,52 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{86,52}{119} = 0,727$$

$$\eta = 72,7\%$$

- para $P_e= 130 \text{ kW}$ $Q=580$ $H=76$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{580}{3600} \cdot 76 = 97295,58 \text{ W}$$

$$P = 97,29 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{97,29}{130} = 0,7484$$

$$\eta = 74,84\%$$

- para $P_e= 135 \text{ kW}$ $Q=620$ $H=74$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{620}{3600} \cdot 74 = 101268,63$$

$$P = 101,26 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{101,26}{135} = 0,75$$

$$\eta = 75\%$$

- para $P_e= 140 \text{ kW}$ $Q=700$ $H=70$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{700}{3600} \cdot 70 = 108155,25$$

$$P = 108,15 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{108,15}{140} = 0,7725$$

$$\eta = 77,25\%$$

- para $P_e= 155 \text{ kW}$ $Q=805$ $H=64$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{805}{3600} \cdot 64 = 113717,52$$

$$P = 113,71 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{113,71}{155} = 0,73366$$

$$\eta = 73,37\%$$

Obtenemos la siguiente tabla con caudales, potencias, y rendimientos

Q (m³/h)	200	380	490	580	620	700	805
P (Kw)	37,96	70,45	86,52	97,29	101,26	108,15	113,71
η	0,4745	0,671	0,727	0,7484	0,75	0,7725	0,73366

Tabla 25.

Resolvemos el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \sum(\eta_i \cdot Q_i) - d \cdot \sum Q_i^2 - e \cdot \sum Q_i^3 = 0 \\ \sum(\eta_i \cdot Q_i^2) - d \cdot \sum Q_i^3 - e \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Con todos los términos \sum formamos una tabla de valores para los 5 últimos puntos, sumamos, sustituimos en el sistema de ecuaciones y lo resolvemos:

$\eta \cdot Q_i \cdot 10^3$	$\eta \cdot Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^3 \cdot 10^3$	$Q_i^4 \cdot 10^6$
98,95	13,47	18,53	2,52	343,22
120,57	19,43	25,95	4,18	673,75
129,16	22,24	29,66	5,1	879,74
150,21	29,2	37,8	7,35	1429,5
164,05	36,68	50	11,18	2500,2
$\Sigma = 662,94$	$\Sigma = 121,02$	$\Sigma = 161,94$	$\Sigma = 30,33$	$\Sigma = 5826,41$

Tabla 26.

$$\begin{cases} 662,94 - d \cdot 161,94 - e \cdot 30,33 = 0 \\ 121,02 - d \cdot 30,33 - e \cdot 5,826 = 0 \end{cases}$$

Donde obtenemos los valores de d y e.

$$\begin{cases} d = 8,21 \\ e = -21,978 \end{cases}$$

La ecuación de rendimiento (4.54) será:

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en m}^3/\text{s})$$

- caudal de diseño.

$$\frac{d\eta}{dQ} = 8,21 - 43,956 \cdot Q = 0$$

$$Q = 0,18678 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 672,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de bomba, sacamos la altura:

$$H = 88,49 - 485,07 \cdot Q^2$$

$$H = 88,49 - 485,07 \cdot 0,18678^2 = 79,84$$

$$H = 71,57\text{m}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, sacamos el máximo rendimiento al que puede funcionar la bomba:

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2$$

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2 = 8,21 \cdot 0,18678 - 21,978 \cdot 0,18678^2 = 0,7667$$

$$\eta = 76,67\%$$

Luego el punto de diseño tiene las siguientes características:

$$Q = 672,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 71,57\text{m}$$

$$\eta = 76,67\%$$

- Ecuación de las curvas características de la bomba para diámetro del impulsor 333 mm

De la curva característica $H=H(Q)$ de la bomba P-1402 A/B/C tomamos los siguientes puntos:

Q (m³/h)	280	400	470	570	620	660	695
H (m)	58	56	54	50	48	46	44

Tabla 27.

Se ajusta a la expresión: $H = c + a \cdot Q^2$, por el método de los mínimos cuadrados.
El sistema a resolver sería:

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Hacemos la siguiente tabla con caudales en m^3/s

H_i	$Q^2 \cdot 10^3$	$H_i \cdot Q^2 \cdot 10^3$	$Q^4 \cdot 10^6$
58	6,05	350,9	36,59
56	12,346	691,376	152,416
54	17,04	920,16	290,52
50	25,07	1253,5	628,48
48	29,66	1423,68	879,74
46	33,61	1546,06	1129,71
44	37,27	1639,88	1389,1
$\Sigma = 356$	$\Sigma = 161,046$	$\Sigma = 7825,556$	$\Sigma = 4506,556$

Tabla 28.

Resolvemos el sistema de ecuaciones sustituyendo los datos de la tabla

$$\begin{cases} \sum H_i - n \cdot c - a \cdot \sum Q_i^2 = 0 \\ \sum (H_i \cdot Q_i^2) - c \cdot \sum Q_i^2 - a \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 356 - 7 \cdot c - 161,046 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \\ 7825,556 - 161,046 \cdot c - 4506,556 \cdot 10^{-3} \cdot a = 0 \end{cases}$$

De donde obtenemos los valores de **a** y **c**:

$$a = 455,256$$

$$c = 61,33$$

La expresión ajustada a nuestra bomba sería, ecuación de la bomba:

$$H = 61,33 - 455,256 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en } m^3/s)$$

- Curvas de potencia y rendimiento.(D=333 mm)

Unidades

$$Q = \text{m}^3/\text{s}$$

$$H = \text{m}$$

$$P_e = \text{kW}$$

$$\rho = \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\gamma = \text{N}/\text{m}^3$$

$$P = \text{W}$$

ecuaciones vistas en el capítulo 4.3.10.2

$$\begin{cases} P = \gamma \cdot Q \cdot H \\ \eta = \frac{P}{P_e} \\ \gamma = g \cdot \rho \end{cases}$$

$$\gamma = g \cdot \rho = 9,81 \cdot 0,81 \cdot 10^3 = 7946,1 \text{ N}/\text{m}^3$$

Hacemos una tabla con caudales, Alturas, y potencias

Q (m³/h)	280	400	470	570	620	660	695
H (m)	58	56	54	50	48	46	44
P (Kw)	90	107	118	125	135	138	139

Tabla 29.

- para $P_e = 90 \text{ kW}$ $Q = 280$ $H = 58$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{280}{3600} \cdot 58 = 35845,74 \text{ W}$$

$$P = 35,846 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{35,846}{90} = 0,39828$$

$$\eta = 39,83\%$$

- para $P_e = 107 \text{ kW}$ $Q = 400$ $H = 56$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{400}{3600} \cdot 56 = 49442,4 \text{ W}$$

$$P = 49,44 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{49,44}{107} = 0,46207$$

$$\eta = 46,21\%$$

- para $P_e= 118 \text{ Kw}$ $Q=470$ $H=54$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{4470}{3600} \cdot 54 = 56020,003W$$

$$P = 56,02kW$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{56,02}{118} = 0,4747$$

$$\eta = 47,47\%$$

- para $P_e= 125 \text{ kW}$ $Q=570$ $H=50$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{570}{3600} \cdot 50 = 62906,625W$$

$$P = 62,90kW$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{62,90}{125} = 0,5032$$

$$\eta = 50,32\%$$

- para $P_e= 135 \text{ kW}$ $Q=610$ $H=48$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{610}{3600} \cdot 48 = 64628,28W$$

$$P = 64,628kW$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{64,628}{135} = 0,4787$$

$$\eta = 47,87\%$$

- para $P_e = 138 \text{ kW}$ $Q=660$ $H=46$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{660}{3600} \cdot 46 = 67012,11 \text{ W}$$

$$P = 67,012 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{67,012}{138} = 0,48559$$

$$\eta = 48,56\%$$

- para $P_e = 139 \text{ kW}$ $Q=695$ $H=44$

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H = 7946,1 \cdot \frac{695}{3600} \cdot 44 = 67497,70$$

$$P = 67,497 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{67,497}{139} = 0,48559$$

$$\eta = 48,56\%$$

Obtenemos la siguiente tabla con caudales, potencias, y rendimientos

Q (m³/h)	280	400	470	570	620	660	695
P (Kw)	35,85	49,44	56,02	62,9	64,63	67,012	67,497
η	0,39828	0,46207	0,4747	0,5032	0,4787	0,4856	0,4856

Tabla 30.

Resolvemos el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \sum (\eta_i \cdot Q_i) - d \cdot \sum Q_i^2 - e \cdot \sum Q_i^3 = 0 \\ \sum (\eta_i \cdot Q_i^2) - d \cdot \sum Q_i^3 - e \cdot \sum Q_i^4 = 0 \end{cases}$$

Con todos los términos \sum formamos una tabla de valores para los 5 últimos puntos, sumamos, sustituimos en el sistema de ecuaciones y lo resolvemos:

$\eta \cdot Q_i \cdot 10^3$	$\eta \cdot Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^2 \cdot 10^3$	$Q_i^3 \cdot 10^3$	$Q_i^4 \cdot 10^6$
61,67	8,09	17,05	2,225	290,52
79,67	12,61	25,07	3,97	628,48
82,44	14,2	29,66	5,11	879,74
89,03	16,32	33,61	6,16	1129,7
93,75	18,1	37,27	7,19	1389,1
$\Sigma=406,86$	$\Sigma=69,32$	$\Sigma=142,66$	$\Sigma=24,655$	$\Sigma=4317,54$

Tabla 31.

$$\begin{cases} 406,86 - d \cdot 142,66 - e \cdot 24,655 = 0 \\ 69,32 - d \cdot 24,655 - e \cdot 4,317 = 0 \end{cases}$$

Donde obtenemos los valores de d y e.

$$\begin{cases} d = 5,9 \\ e = -17,676 \end{cases}$$

La ecuación de rendimiento (4.54) sería:

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

$$\eta = 5,9 \cdot Q - 17,676 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ en m}^3/\text{s})$$

- caudal de diseño.

$$\frac{d\eta}{dQ} = 5,9 - 35,35 \cdot Q = 0$$

$$Q = 0,1669 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 600,85 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de bomba, sacamos la altura:

$$H = 61,33 - 455,25 \cdot Q^2$$

$$H = 61,33 - 455,25 \cdot 0,1669^2 = 48,65$$

$$H = 48,65m$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, sacamos el máximo rendimiento al que puede funcionar la bomba:

$$\eta = 5,9 \cdot Q - 17,676 \cdot Q^2$$

$$\eta = 5,9 \cdot Q - 17,676 \cdot Q^2 = 5,9 \cdot 0,1669 - 17,676 \cdot 0,1669^2 = 0,4923$$

$$\eta = 49,23\%$$

Luego el punto de diseño tiene las siguientes características:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = 600,85 \text{ m}^3/h \\ H = 48,05m \\ \eta = 49,23\% \end{array} \right.$$

5.4.- DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Una vez calculadas todas las curvas de funcionamiento de la bomba así como los caudales de diseño y rendimiento máximo, se analizará el punto de funcionamiento de la instalación para los distintos impulsores al objeto de decidir el más idóneo para nuestras intenciones.

De los resultados obtenidos para el impulsor de 415 mm de diámetro y de la curva del resistencia del sistema, se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{array}{ll} \text{Curva de la bomba} & H = 96,41 - 478,96 \cdot Q^2 \\ \text{Curva de la tubería} & H = 7,865 + 1772,8 \cdot Q^2 \end{array}$$

$$\begin{cases} H = 96,41 - 478,96 \cdot Q^2 \\ H = 7,865 + 1772 \cdot Q^2 \end{cases}$$

$$\begin{array}{l} Q = 0,1983 \text{ m}^3/\text{s} \\ H = 77,57 \text{ m} \end{array}$$

$$Q = 713,88 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, se saca el rendimiento al que funciona el sistema:

$$\begin{aligned} \eta &= 9,23 \cdot Q - 24,82 \cdot Q^2 \\ \eta &= 9,23 \cdot 0,1983 - 24,82 \cdot 0,1983^2 = 0,8543 \\ \eta &= 85,43\% \end{aligned}$$

Luego el punto de funcionamiento del sistema tiene las siguientes características:

$$\begin{cases} Q = 713,88 \text{ m}^3/\text{h} \\ H = 77,57 \text{ m} \\ \eta = 85,43\% \end{cases}$$

Para el diámetro de 397 mm y de la misma forma que anteriormente se hace un sistema de ecuaciones entre la curva de la tubería y la curva de la bomba, al objeto de obtener el punto de funcionamiento de la instalación.

Curva de la bomba $H = 88,49 - 485,07 \cdot Q^2$

Curva de la tubería $H = 7,865 + 1772,8 \cdot Q^2$

$$\begin{cases} H = 88,49 - 485,07 \cdot Q^2 \\ H = 7,865 + 1772 \cdot Q^2 \end{cases}$$

$$Q = 0,18896 m^3/s$$

$$Q = 680,28 m^3/h$$

$$H = 71,17 m$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, se saca el rendimiento al que funciona el sistema:

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2$$

$$\eta = 8,21 \cdot 0,18896 - 21,978 \cdot 0,18896^2 = 0,7666$$

$$\eta = 76,66\%$$

Luego el punto de funcionamiento tiene las siguientes características:

$$\begin{cases} Q = 680,28 m^3/h \\ H = 71,17 m \\ \eta = 76,66\% \end{cases}$$

Para el diámetro de 333 mm y de la misma forma que anteriormente se hace un sistema de ecuaciones entre la curva de la tubería y la curva de la bomba, al objeto de obtener el punto de funcionamiento de la instalación.

Curva de la bomba $H = 61,33 - 455,256 \cdot Q^2$

Curva de la tubería $H = 7,865 + 1772,8 \cdot Q^2$

$$\begin{cases} H = 61,33 - 455,256 \cdot Q^2 \\ H = 7,865 + 1772 \cdot Q^2 \end{cases}$$

$$Q = 0,1549 m^3/s$$

$$Q = 557,64 m^3/h$$

$$H = 50,4 m$$

Sustituyendo el caudal en la ecuación de rendimiento, sacamos el rendimiento al que funciona el sistema:

$$\eta = 5,9 \cdot Q - 17,676 \cdot Q^2$$

$$\eta = 5,9 \cdot 0,1549 - 17,676 \cdot 0,1549^2 = 0,4898$$

$$\eta = 48,98\%$$

Luego el punto de funcionamiento tiene las siguientes características:

$$\begin{cases} Q = 557,64 \text{ m}^3/\text{h} \\ H = 50,4 \text{ m} \\ \eta = 48,98\% \end{cases}$$

Tabla comparativa para diferentes diámetros de impulsor

Conviene recordar que los únicos valores fiables de potencia son los correspondientes al diámetro medio de impulsor que es la única curva de la que se ha dispuesto en las pruebas de recepción, esto quiere decir que los valores de rendimiento para los otros dos diámetros son sólo aproximados, siendo por ejemplo el rendimiento del diámetro mayor mucho menor al ser sus potencias eléctricas mayores que las que se han utilizado en los cálculos.

DIAMÉTRO = 415 mm	Punto de diseño	Punto de funcionamiento
Q (m ³ /h)	669,38	713,88
H (m)	79,84	77,57
η (%)	85,8	85,43
DIAMÉTRO = 397 mm	Punto de diseño	Punto de funcionamiento
Q (m ³ /h)	672,4	680,28
H (m)	71,57	71,17
η (%)	76,67	76,66
DIAMÉTRO = 333 mm	Punto de diseño	Punto de funcionamiento
Q (m ³ /h)	600,85	557,64
H (m)	48,05	50,4
η (%)	49,23	48,98

Tabla 32.

Al objeto de definir el diámetro de impulsor a instalar (397 mm), se harán las siguientes consideraciones:

La presión mínima que debe suministrar la bomba, como veremos más adelante, es de 65,955 m, esta presión es suponiendo unas pérdidas de carga por fricción de 14,09 m que es la que corresponde a un caudal de 716 m³/h, pero durante los cinco primeros años el caudal que se necesita es de 1432 m³/h por lo que, en este caso, las pérdidas de carga por fricción pasarían a ser 18,51 m, lo que supone un aumento de 4,42 m con relación al anterior y consecuentemente, la presión mínima que debe suministrar la bomba (las bombas, en este caso) pasaría a ser 70,375 m, según se observa en los cálculos que siguen:

Se procede a calcular las pérdidas de carga en los tramos de tubería por el que circula el caudal de 1432 m³/h; hay que tener en cuenta que tanto en el primer tramo (tramo 1) como en el último (tramo 4), las pérdidas permanecen constantes puesto que el caudal que circula por los mismos es de 716 m³/h.

Con los siguientes datos se proceden a calcular las nuevas pérdidas de carga para los tramos 2 y 3:

$$Q = 1432 \text{ m}^3 / \text{h} = 0,3977 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\nu = 3,77 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$D = 0,3556 \text{ m}$$

$$k = 0,0015$$

-rugosidad relativa

$$\frac{k}{D} = \frac{0,0015}{355,6} = 4,22 \cdot 10^{-6}$$

-número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{D \cdot V}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 0,3977}{\pi \cdot 0,3556 \cdot 3,77 \cdot 10^{-6}} = 3,777 \cdot 10^5$$

-coeficiente de fricción con un error inferior a 10⁻⁴ (mismo proceder que en apartados anteriores)

$$f = 0,0139$$

- teniendo en cuenta que tanto la longitud de cada tramo (tramos 2 y 3) como los accesorios que en ellos se encuentran permanecen constante, se procede a calcular las perdidas para cada tramo:

$$H_r = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g}$$

a) para **D=0,355 m** y **L=18,149 m** y **K=3,98**

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,3977}{\pi \cdot 0,3556^2} = 4m/s$$

$$H_{r1} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g} = \left(0,0139 \cdot \frac{18,149}{0,3556} + 3,98 \right) \cdot \frac{4^2}{2g} = 3,82m$$

b) para **D=0,406 m** y **L=23,167 m** y **K=3,6**

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,3977}{\pi \cdot 0,406^2} = 3,066m/s$$

$$H_{r2} = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2g} = \left(0,0139 \cdot \frac{23,167}{0,406} + 3,6 \right) \cdot \frac{3,066^2}{2g} = 2,10m$$

Teniendo en cuenta, como se ha dicho anteriormente, que las pérdidas de carga para los tramos 1 y 4 permanecen constante, la pérdida de carga total del sistema será ahora la suma de las perdidas en estos dos tramos que permanecen constantes más las dos nuevas pérdidas que se acaban de calcular para los tramos 3 y 4.

$$H_{total} = H_{r1} + H_{r2} + H_{r3} + H_{r4} = 10,16 + 3,82 + 2,10 + 2,43 = 18,51m$$

$$H_{total} = 18,51m$$

- Presión mínima a la que debe trabajar la bomba para superar las pérdidas de carga así como suministrar la presión que necesita la bomba principal:

P_A ; Presión de aspiración de P-1402 (4,6 barg=46m)

P_S ; Presión suministrada por la bomba (P-1402)

P_{A2} ; Presión de aspiración de la bomba principal P-1701 (9 barg=90m)

H_g ; Altura geométrica (7,865m)

H_R ; Pérdidas de carga (18,51m)

$$P_A + P_S > H_R + H_g + P_{A2}$$

$$P_S > H_R + H_g + P_{A2} - P_A$$

$$P_S > 18,51 + 7,865 + 90 - 46 = 70,375m$$

Si se analiza la tabla 32, se puede observar que el impulsor que más se aproxima a este valor es el de diámetro medio, además este impulsor para un caudal prácticamente igual al del impulsor de mayor diámetro, realiza el transporte con una presión significativamente inferior (aproximadamente 8 m menos). También, el punto de funcionamiento del sistema coincide con el de máximo rendimiento de la bomba para este impulsor.

Por otro lado, a partir del sexto año, los caudales necesarios bajan notoriamente por lo que las diferencias entre ambos impulsores aún aumentarán más en el sentido de que la altura de presión generada por la bomba cada vez será más desaprovechada por el sistema, dado que el caudal se regulará con la válvula de salida, con las pérdidas de energía que ello supone.

No obstante, siempre será una decisión a tomar por el operador para cada caso concreto.

5.5.- ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

El sistema está concebido para un total de 25 años de funcionamiento a partir del 2006. Durante los cinco primeros años se necesita un suministro de crudo que forzosamente sólo se puede llevar a efecto con el empleo de dos bombas acopladas en paralelo, según se ha explicado anteriormente ; quiere esto decir que durante esa fase siempre habrá dos bombas en funcionamiento y una bomba en stand-by, sin embargo durante los veinte años restantes, sólo habrá una bomba en funcionamiento.

En la tabla 33. aparecen los caudales necesarios para cada situación a lo largo del tiempo.

En primer lugar, si se observa la tabla comparativa que define las características de la bomba con diferentes diámetros de impulsor (tabla 32.) tanto cuando ésta funciona en el punto de diseño como cuando lo hace contra el sistema, se puede observar que cuando se utiliza el impulsor de mayor diámetro, se alcanza el caudal requerido por el contratista con una diferencia de algo más de dos metros de altura entre el punto de diseño y el de funcionamiento, lo cual significa que, de instalar ese impulsor, durante los primeros cinco años se estaría trabajando en un punto no coincidente con el de máximo rendimiento, según se ha explicado anteriormente.

Por otro lado, para el caso del impulsor de diámetro medio, se comprueba que el punto de diseño de la bomba es coincidente con el de funcionamiento del sistema lo que significa que la instalación trabajaría en el punto de rendimiento máximo. También, hay que pensar que durante los 20 años restantes, se tendría un consumo de energía superior si se trabaja con el impulsor de mayor diámetro.

En definitiva, parece lógico inclinarse por la instalación del impulsor de diámetro medio, sin descartar que el operador decida en cada momento el impulsor a instalar.

Estas bombas regulan el caudal por el procedimiento más antiguo y conocido que consiste básicamente en accionar la válvula de regulación instalada en la impulsión a la salida de la bomba, de tal forma que, según la apertura que se asigne, se tendrán unas determinadas pérdidas en ella y, por tanto, una determinada curva resistente. Con este tipo de regulación, y al modificar el

caudal, el rendimiento de la bomba disminuye y además las pérdidas en la instalación aumentan.

La solución que se está adoptando actualmente es la de instalar en el sistema un variador de velocidad del motor eléctrico de accionamiento de la bomba al objeto de mantener siempre la presión en los valores de consigna aunque varíe el caudal. Esta posibilidad de variar la curva motriz se puede llevar a cabo de diferentes formas:

- En el caso de una bomba, variando su velocidad de giro
- Cuando se tienen varias bombas acopladas en paralelo, poniendo en marcha o parando alguna de ellas
- Existe una tercera posibilidad: la combinación de las dos precedentes

La segunda de ellas, acoplamiento en paralelo, es la que se lleva a efecto en los cinco primeros años y en cuanto al primer supuesto, habrá que calcular el número de revoluciones necesarias para mantener constante el rendimiento con independencia del caudal analizando, al mismo tiempo, el comportamiento de la presión .

AÑO	Total de barriles diarios (STB/D)	Caudal en m³/h	Número de bombas operando
2006	199457	1425	2
2007	200000	1432	2
2008	199906	1429	2
2009	194728	1418	2
2010	119714	866	2
2011	74398	531	1
2012	62761	447	1
2013	47045	334	1
2014	35386	250	1
2015	27497	194	1
2016	22471	157	1
2017	27141	190	1
2018	24273	170	1
2019	17929	124	1
2020	15075	104	1
2021	12989	89	1
2022	11458	78	1
2023	10848	74	1
2024	9655	66	1
2025	7918	54	1
2026	6995	48	1
2027	6397	44	1
2028	5243	36	1
2029	4501	31	1
2030	4019	27	1

Tabla 33.

Según se puede observar de la tabla 33., los caudales que se necesitan son cada vez menores y consecuentemente los rendimientos también son menores dado que dicha disminución en los caudales se obtiene estrangulando la válvula de salida. Con este modo de operación, el punto de funcionamiento del sistema se nos desplaza hacia la izquierda en la curva característica de la bomba, es decir se produce una mayor altura (H) por aumento de las pérdidas de carga debido a dicha estrangulación y al mismo tiempo, la disminución del caudal al valor deseado.

Si se observan las ecuaciones (ecs.4.55), tanto el caudal como la altura son proporcionales al número de revoluciones, quiere esto decir que si se disminuye el número de revoluciones, el caudal también disminuye sin necesidad de actuar sobre la válvula de descarga eliminando, por tanto, las pérdidas de carga que con este modo de operación se producirían. De esta manera, se obtendría un gran beneficio al conseguir estar trabajando durante toda la vida en la zona de máximo rendimiento o en zonas cercanas a ésta, pero no se puede descuidar la presión necesaria en el sistema, es decir que a veces habrá que sacrificar el rendimiento en aras de conseguir la presión necesaria como se comprobará a continuación. Las expresiones que definen las curvas características de la bomba son las siguientes

$$H = 88,49 - 485,07 \cdot Q^2$$

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2$$

La relación entre el número de revoluciones y el resto de parámetros característicos de la bomba, teniendo en cuenta las ecuaciones (ecs.4.55) que se vieron en el capítulo 4.3.12, responde a las siguientes expresiones:

$$H \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right) = 88,49 - 485,07 \cdot \left(Q \cdot \frac{n_1}{n}\right)^2$$

$$H = 88,49 \cdot \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 - 485,07 \cdot Q^2$$

$$\eta = 8,21 \cdot Q \cdot \frac{n_1}{n} - 21,978 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$$

Con esta relación de revoluciones y rendimientos se calculan las distintas velocidades a las que tiene que girar el motor de accionamiento de la bomba para mantener el máximo rendimiento de ésta, fijado en nuestro caso en 76,66%, a lo largo de los 25 años de operación. En la expresión anterior partimos que las revoluciones del motor $n_1 = 1780$ rpm.

Del análisis de todo el sistema, se obtienen los siguientes resultados:

- 1) Durante los cinco primeros años la demanda de caudal es de unos 1432 m³/h, suministrando la mitad cada una de las dos bombas (672,4 m³/h, 0,18678 m³/s). Sustituyendo en la ecuación anterior para máximo rendimiento (76,66%, que es el que va a tener durante estos años) obtenemos las revoluciones a la que debe ir el motor para mantener este rendimiento, que, como se verá a continuación, debe ser lógicamente alrededor de 1780 rpm.

Partiendo, de:

$$\eta = 8,21 \cdot Q \cdot \frac{n_1}{n} - 21,978 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$$

Sustituyendo los valores de rendimiento, caudal y revoluciones iniciales;

$$0,766 = 8,21 \cdot 0,18678 \cdot \frac{1780}{n} - 21,978 \cdot 0,18678^2 \cdot \left(\frac{1780}{n}\right)^2$$

Se obtiene como resultado una ecuación de segundo grado con dos soluciones:

$$n_A = 1836$$

$$n_B = 1727$$

Haciendo la media aritmética de los dos, $n = \frac{n_A + n_B}{2}$

Da como resultado lo que ya habíamos adelantado, $n = 1781,5rpm$

A continuación se comprobará que con estas revoluciones la bomba suministra la potencia hidráulica suficiente para vencer el sistema.

La presión total que debe suministrar la bomba, es la suma de las presiones expresadas como alturas de presión manométricas.

P_A ; Presión de aspiración de P-1402 (4,6 barg=46m)

P_S ; Presión suministrada por la bomba (P-1402)

P_{A2} ; Presión de aspiración de la bomba principal P-1701 (9 barg=90m)

H_g ; Altura geométrica (7,865m)

H_R ; Pérdidas de carga (14,09m)

$$P_A + P_S \geq H_R + H_g + P_{A2}$$

$$P_S \geq H_R + H_g + P_{A2} - P_A$$

$$P_S > 14,09 + 7,865 + 90 - 46 = 65,955m$$

Presión que suministra la bomba con caudal de 672,4m³/h y n=1781,5rpm :

$$H = 88,49 \cdot \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 - 485,07 \cdot Q^2$$

$$H = 88,49 \cdot \left(\frac{1781,5}{1780}\right)^2 - 485,07 \cdot \left(\frac{672,4}{3600}\right)^2 = 71,56m$$

Como se ve ($H > P_S$; $71,56 > 65,955$), la bomba suministra la presión suficiente como para superar las pérdidas.

- 2) En el quinto año siguen funcionando las dos bombas pero la demanda de caudal decrece a $866 \text{ m}^3/\text{h}$ ($433 \text{ m}^3/\text{h}$ cada bomba). Como en el punto anterior, analizamos la velocidad para mantener máximo el rendimiento.

$$0,766 = 8,21 \cdot 0,12027 \cdot \frac{1780}{n} - 21,978 \cdot 0,12027^2 \cdot \left(\frac{1780}{n}\right)^2$$

Desarrollando el cálculo como en el punto anterior,

$$n = 1147 \text{ rpm}$$

Ahora se pasa a comprobar si la bomba, con el caudal de $433 \text{ m}^3/\text{h}$ y 1147 rpm , es capaz de suministrar la presión mínima necesaria para superar la presión que necesita el sistema :

$$H = 88,49 \cdot \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 - 485,07 \cdot Q^2$$
$$H = 88,49 \cdot \left(\frac{1147}{1780}\right)^2 - 485,07 \cdot \left(\frac{433}{3600}\right)^2 = 29,72 \text{ m}$$

Como se ve ($H < P_S$; $29,72 < 65,955$), para impulsar los $433 \text{ m}^3/\text{h}$ no es suficiente la velocidad de 1147 rpm , ya que, aunque nos mantenga el rendimiento máximo, la bomba no suministra la presión que necesita el sistema.

- 3) A partir del sexto año sólo está funcionando una bomba. Con los datos de los caudales que tenemos en la tabla anterior, y realizando las operaciones como en los 2 apartados anteriores se obtienen las velocidades necesarias durante el resto de los años para mantener máximo el rendimiento, según se observa en la tabla de rendimientos y revoluciones (tabla 34.). También se ha comprobado, como en los dos apartados anteriores, la presión que suministraría la bomba a partir del sexto año con las revoluciones necesarias para mantener máximo el rendimiento, concluyendo que no son suficientes para superar las pérdidas.
- 4) Consecuentemente, sólo queda la opción de trabajar a revoluciones constantes (1780 rpm) por lo que se estudiarán los rendimientos correspondientes a cada una de las situaciones de caudal. Sustituyendo los caudales en la ecuación:

$$\eta = 8,21 \cdot Q - 21,978 \cdot Q^2$$

Se obtienen los rendimientos indicados en la tabla 34, junto a las revoluciones.

Tabla de rendimientos y revoluciones

AÑO	Caudal de una bomba(m³/h)	Rendimiento al que funciona la bomba	Revoluciones para mantener máximo el rendimiento(76,66%)
2006	712,6	76,1 %	1780 rpm
2007	716,1	76,67 %	1780 rpm
2008	714,6	76,3 %	1780 rpm
2009	708,9	76 %	1780 rpm
2010	433	66,95 %	1147 rpm
2011	531	73,28 %	1407 rpm
2012	447	68,06 %	1184,75 rpm
2013	334	57,22 %	884,26 rpm
2014	250	46,39 %	662 rpm
2015	194	37,81 %	513,2 rpm
2016	157	31,62 %	415,9 rpm
2017	190	37,16 %	502,7 rpm
2018	170	33,85 %	450,24 rpm
2019	124	25,64 %	328,14 rpm
2020	104	21,82 %	274,72 rpm
2021	89	18,93 %	235,61 rpm
2022	78	16,71 %	206,04 rpm
2023	74	15,91 %	195,54 rpm
2024	66	14,29 %	174,56 rpm
2025	54	11,82 %	143,08 rpm
2026	48	10,53 %	126,86 rpm
2027	44	9,69 %	116,37 rpm
2028	36	8 %	95,39 rpm
2029	31	6,9 %	82 rpm
2030	27	6 %	71,54 rpm

Tabla 34.

En la tabla anterior sólo se ha expuesto el valor del número de revoluciones para cada caudal conservando el máximo rendimiento pero, según lo expuesto anteriormente, el sistema necesita una presión mínima de funcionamiento que no se alcanza a revoluciones inferiores a las nominales. Efectivamente, calculando el valor de la presión para cada valor de las revoluciones, se puede observar que éste en ningún caso es suficiente a partir del quinto año, lo cual significa que no hay otra posibilidad que la de funcionar los cinco primeros años con dos bombas conectadas en paralelo y el resto con una sola bomba funcionando a revoluciones de régimen.

No obstante, existe la posibilidad de instalación de un variador de velocidad para que siempre se mantenga la presión entre los valores de consigna para cada caudal, como se verá en el apartado siguiente.

Capítulo 6

DETERMINACIÓN, CONTROL Y PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA

6.- DETERMINACIÓN, CONTROL Y PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA

6.1. CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DE LA BOMBA P-1402 (TEFC, 3 phase, squirrel cage induction motor)

Los datos de partida que tomamos para la determinación del variador a emplear, serán los del motor que va a controlar, los cuales vienen determinados en la siguiente tabla:

DATOS		VALOR
POTENCIA	(kw)	185
INTENSIDAD	(A)	291
POTENCIAL	(V)	440 (± 5%)
FRECUENCIA	(Hz)	60 (± 2%)
FACTOR DE POTENCIA		0,87
VELOCIDAD	(rpm)	1785
NUMERO DE FASES		3
PESO DEL MOTOR	(Kg)	1020
PESO DEL ROTOR	(Kg)	235

Tabla 35. características del motor

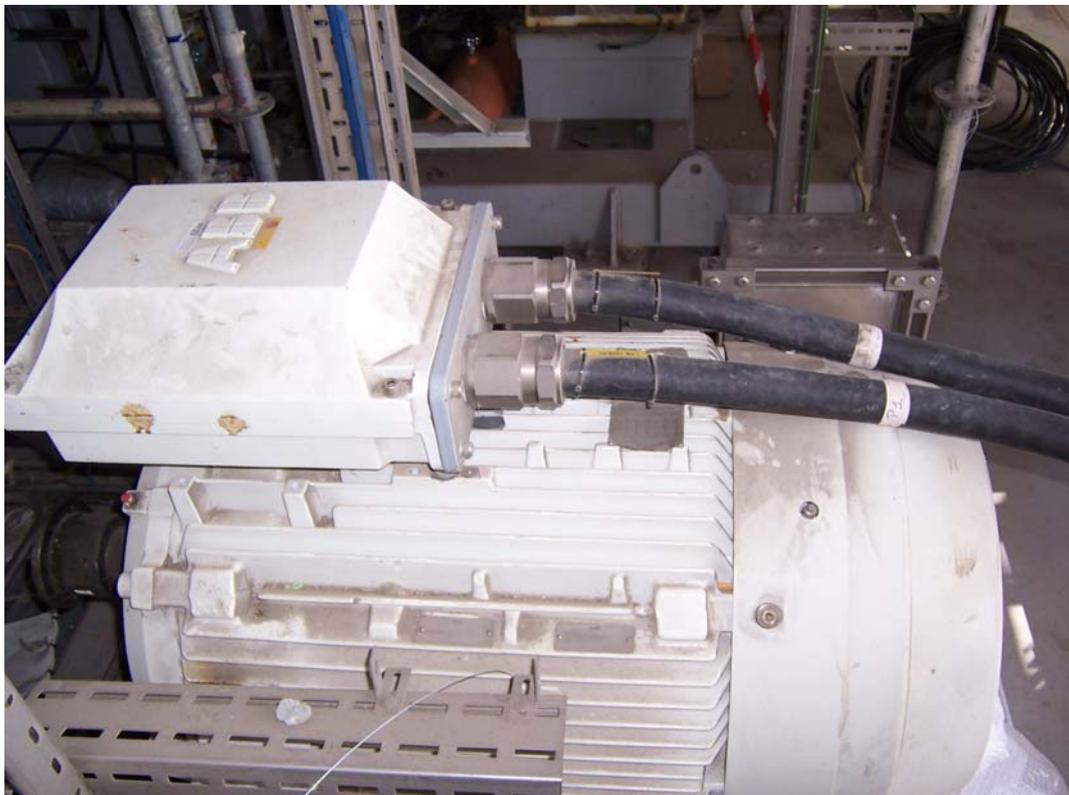


Figura 6-1. foto del motor de la bomba Booster.

6.2. DETERMINACIÓN DEL VARIADOR DE VELOCIDAD

6.2.1.- Justificación

Analizados los variadores de velocidad existentes en el mercado con capacidad suficiente para cumplir el servicio que nos ocupa, tomo la decisión de usar el variador de velocidad ATV61 de la marca SCHNEIDER por reunir todas las características técnicas necesarias para el control y la regulación de la aplicación del proyecto.

6.2.2.- Características generales del variador de velocidad ATV61.

- El ATV61 es una gama homogénea de variadores de velocidad de 0,75 a 630kW.
- Está destinado al sector industrial, infraestructuras y edificio.
- Sólo para aplicaciones de par variable.
- Las principales aplicaciones son:
 - **Bombeo (presión o regulación de flujo ..)**
 - Distribución de agua (bombeo)
 - Ventilación (tratamiento de aire, extracción de humos ..)
- Reemplaza las gamas ATV38, ATV58(PV) y ATV68 (PV).
- El ATV61 integra numerosas funciones dedicadas así como distintos tipos de control motor.
- Se entrega con un terminal gráfico de serie.
- Es un producto comunicante ofreciendo una amplia gama de protocolos donde Modbus y CANopen están integrados de base.
- Las tarjetas opción permiten extender las capacidades de entradas-salidas y de programación para responder a las aplicaciones complejas.
- Es un producto destinado al mercado internacional (sigue filosofía ATV31).
- Conforme con las principales normas y directivas internacionales entre otras de CEM, de seguridad y medioambientales.

El *Altivar 61* cubre las potencias motor comprendidas entre 0,75 kW y 630 kW

- **380 - 480V trifásico, de 0,75 kW a 630 kW**
- 200 - 240V trifásico, de 0.75 kW a 90 kW

6.2.3.- Determinación del modelo de ATV61 a utilizar.

GAMA DE ATV61, 480 TRIFÁSICA

Referencia	Motor		Corriente salida	
			Nom	60sec
	kW	HP	A	A
ATV61H075N4	0,75	1	2,3	2,8
ATV61HU15N4	1,5	2	4,1	4,9
ATV61HU22N4	2,2	3	5,8	7,0
ATV61HU30N4	3	-	7,8	9,4
ATV61HU40N4	4	5	10,5	12,6
ATV61HU55N4	5,5	7,5	14,3	17,2
ATV61HU75N4	7,5	10	17,6	21,1
ATV61HD11N4	11	15	27,7	33,2
ATV61HD15N4	15	20	33	39,6
ATV61HD18N4	18,5	25	41	49,2
ATV61HD22N4	22	30	48	57,6
ATV61HD30N4	30	40	66	79,2
ATV61HD37N4	37	50	79	94,8
ATV61HD45N4	45	60	94	113
ATV61HD55N4	55	75	116	139
ATV61HD75N4	75	100	160	192
ATV61HD90N4	90	125	179	215
ATV61HC11N4	110	150	215	236.5
ATV61HC13N4	132	200	259	284.9
ATV61HC16N4	160	250	314	345.4
ATV61HC22N4	220	300	427	469.7
ATV61HC25N4	250	350	481	529.1
ATV61HC31N4	315	400	616	677.6
ATV61HC40N4	400	500	759	834.9
ATV61HC50N4	500	700	941	1035
ATV61HC63N4	630	900	1188	1307

Tabla 36. gama de ATV61.

De toda esta gama de variadores, utilizaremos en nuestro estudio el ATV61HC22N4 (220 kW) por tener suficiente potencia frente a la potencia del motor de la bomba (185Kw)



Figura 6-2. foto de la gama de variadores.

6.2.4.- Otras características convenientes de conocer sobre el ATV61.

➤ **Características eléctricas de potencia**

- Tensión de alimentación
 - 200V -15 % a 240V +10 % trifásico para ATV61... M3
 - 380V-15 % a 480V +10 % trifásico para ATV 61... N4
 - 380V- 15 % a 480V + 10 % trifásico ATV 61W... N4.
- Frecuencia red
 - 50Hz - 5 % a 60Hz + 5 %
- Tensión de salida
 - Máxima tensión de salida trifásica equivalente a la tensión de entrada.

➤ **Motor**

- Gama de frecuencia
 - 10 - 1000Hz hasta 37kW , 500Hz (Control vectorial)
 - 10 - 500Hz para potencias superiores

- Frecuencia de corte
 - Versión IP20/IP00
 - hasta 75kW 480V, 45kW 240V:12 kHz sin desclasificación (1..16kHz)
 - 55kW 240V :2.5 kHz sin desclasificación (1..12kHz)
 - 75kW-90kW: 240 2.5 kHz sin desclasificación (1..8kHz)
 - 90 kW 480V :4kHz sin desclasificación (2..8kHz)
 - Para potencias superiores :2.5kHz sin desclasificación (2..8kHz)
 - Versión IP54
 - hasta 15kW 480V :8 kHz sin desclasificación (2..16kHz)
 - hasta 90 kW 480V :4 kHz sin desclasificación (2..16kHz)
- Gama de velocidad
 - 1-100 en lazo abierto
- Precisión de velocidad (0.2Tn a Tn)
 - +/-10% del deslizamiento en lazo abierto

- Corriente transitoria máxima
 - Version IP20/IP00
 - hasta 90kW :120% de la corriente nominal del variador 60sec
 - Potencias superiores :110% de la corriente nominal del variador 60sec
 - Versión IP54 /UL tipo 12
 - Toda la gama :110% de la corriente nominal del variador 60sec
- Sobrepar transitorio (+/-10%)
 - 130% del par nominal durante 60sec (dependiendo del motor y del calibre)
- Par de frenado
 - 30 % del par nominal del motor sin resistencia de frenado (valor típico)

Con resistencia de frenado :

- hasta 130% del par nominal Mn dependiendo del calibre

- Leyes de control motor
 - Control flujo vectorial NOLD (ahorro de energía)
 - Ley tensión frecuencia cuadrática ($C=kN^2$)
 - Control de flujo vectorial sin captador (tensión o corriente)
 - Ley Tensión/Frecuencia (2 o 5 puntos)

- Lazo de velocidad

- Regulador PI con estructura ajustable (PI o IP) para una respuesta en velocidad adaptada a la máquina (precisión, rapidez).

PROTECCIONES

➤ Protecciones motor

- Protección térmica integrada en el variador por cálculo permanente de I^2t teniendo en cuenta la velocidad (hasta 3 motores)
 - memorización del estado térmico del motor al quitar tensión al variador,
 - modificable según el tipo de motor: moto-ventilado o autoventilado.
- Protección contra los cortes de fase motor
- Protección por sondas PTC
- Limitador de sobre-tensiones a $2 \cdot V_{bus}$

➤ Las protecciones de la máquina

- Función de seguridad “Power Removal” (PWR)
 - según EN 954-1 categoría 3, IEC/EN 61508 SIL2 y IEC/EN 61800-5-2
 - Entrada de bloqueo directo del variador el cual no genera más par.
- Sub-carga y sobre-carga
- Detección de caudal nulo
- Supervisión del retorno de PID y de la referencia
- Limitación de Intesidad (amplitud y tiempo)
- Pérdida 4-20mA
- Pérdida de comunicación ...

Certificaciones

- El ATV61 es un producto destinado al mercado mundial por esto está certificado por los principales organismos
- Marcado de conformidad
 - CE (Europa) los variadores se marcan CE a título de las directivas europeas de baja tensión (73/23/CEE y 93/68/CEE) y CEM (89/336/CEE)
 - (No CCC únicamente para los arrancadores)
- Certificaciones
 - UL (USA)
 - CSA (Canadá)

- NOM 117 (Méjico)
- C-Tick (Australia)
- GOST (Rusia)

- DNV (ambiente marino) más adelante

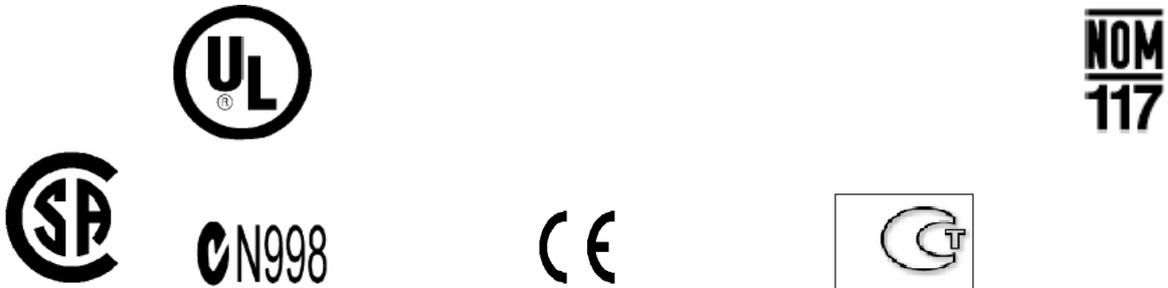


Figura 6-3. símbolos de empresas certificadas

El ATV61 integra un gran número de funciones adaptadas para aplicaciones de bombeo y ventilación.

Control de bombeo

Regulación de presión, caudal

- Regulador PID
- Visualización de la referencia de velocidad

- Función dormir/despertar
- Detección de caudal nulo con captador
- Limitación de caudal con captador

- Detección de subcarga
- Detección de sobrecarga
- Ley de control V/F cuadrática

REGULADOR PID

- El regulador PID se activa si alguna de las entradas (AI, bus, pulsos ..) se asigna como retorno PID (PIF).
- Se compone de:
 - una entrada consigna de proceso (analógica, interna, pulso u preseleccionada)
 - una entrada retorno de proceso (analógica en corriente o tensión, pulso, bus)
 - una entrada consigna de velocidad predictiva (analógica)

- Ajuste de las ganancias Proporcional, Integral, Derivada (by-pass integral posible)
- una puesta a escala del retorno proceso y de la velocidad predictiva
- rampas en las consignas
- limitación y/o inversión de la salida
- una conmutación de consigna proceso -> consigna velocidad (auto/manual)
- un nivel de despertar
- alarma error PID y retorno PID
- una visualización de las variables consignas, retorno, error PID

Fuentes de consigna PID :

- Terminal :
 - Aix entrada analógica
 - PI entrada de pulsos,
 - PG encoger
- Terminal gráfico :
 - HMI
- Comunicación :
 - Mod Modbus
 - Can CANopen
 - Net Carta de comunicación
 - App "Controller incide"

-supervisión de retorno

- Permite definir la acción a realizar en caso de que el retorno de PID sea inferior al límite programable (LPI) mientras que la velocidad del equipo esté al máximo (HSP) .

-velocidad predictiva

- La velocidad predictiva permite llevar el proceso a una velocidad predeterminada (FPI) o pararlo, con unas rampas definidas (ACC-DEC) antes de regular.
- Permite también escalonar la referencia con un offset de velocidad.

Permite optimizar la reactividad (ganancias) en el rango de variación de velocidad

6.3.- DISEÑO DEL PID DE CONSIGNA.

El objeto del PID de consigna es el de mantener en la Oil Booster Pump una presión de salida constante a través de una regulación de revoluciones del motor que conseguimos gracias al variador de velocidad ATV61(Altivar61 con Controller Inside) que hemos incorporado en la instalación.

A continuación vemos algunos conceptos:

PLANTA: Conjunto de máquinas y componentes, con cuyo funcionamiento se pretende obtener un determinado objetivo.

En nuestro estudio están las bombas P-1402, P-1701, y todos los componentes que a lo largo de las tuberías que unen estas dos bombas existen como detectores de presión, caudal y temperatura, válvulas...., con el objetivo de transportar un caudal determinado de crudo ($700 \text{ m}^3/\text{h}$).

PROCESO: Conjunto de operaciones que se van a suceder para controlar el funcionamiento normal de una planta.

Descarga de la bomba P-1402, detección de la presión, señal del detector al variador de velocidad, regulación de éste si fuera necesario, transporte del crudo por el sistema de tuberías, aspiración de la bomba P-1701.

SISTEMA: Combinación de componentes que actúan juntos para realizar un control en un proceso productivo.

Sistema de bombas, tuberías, variador de velocidad.

REGULACIÓN: Operación que consiste en corregir o ajustar el funcionamiento de un proceso a unas condiciones previamente determinadas.

Nuestra condición previamente determinada es la de mantener una cierta presión a la salida de la bomba P-1402, presión de 10,1 barg, por lo que el variador de velocidad será el encargado de mantener esta presión y corregir el error si lo hubiere.

REGULADOR: Equipo que actúa sobre un proceso para mantener estable su funcionamiento.

El equipo que mantiene estable nuestro proceso es el variador de velocidad ATV 61.

ESTABILIDAD: Un sistema es estable o tiene estabilidad, cuando mantiene su salida constante en un valor prefijado.

El sistema se mantendrá estable con una presión de descarga de la bomba P-1402 de 10,1 barg.

PERTURBACIÓN: Señal que tiende a afectar adversamente a la salida de un sistema: Puede ser externa o interna.

Correspondería a una subida o bajada de presión.

El funcionamiento es el siguiente:

En la descarga de la bomba P-1402 tenemos un detector de presión, el cual manda una señal analógica al variador de velocidad ATV 61, y este responde con la consecuente regulación de velocidad de acuerdo a mantener una presión predeterminada constante (presión de 10,1 barg) en caso de recibir error (una baja-presión o una sobre presión).

Para conseguir que el variador mantenga la presión constante tenemos que darle una consigna con respecto a la velocidad, ya que el variador lo que hace es aumentar o disminuir las revoluciones. Puesto que el variador lo que entiende es de velocidades, la consigna que tenemos que darle debe relacionarnos la señal de presión que ha recibido del detector con la velocidad del motor, y así poder aumentar o disminuir la velocidad en tanto y cuanto haga falta para mantener la presión predeterminada de 10,1 barg.

Teniendo en cuenta los siguientes conceptos aplicados a nuestro estudio:

VARIABLE DE PROCESO: (PV)

Variable medida que se desea estabilizar, es decir, el valor que toma la presión.

VALOR DE CONSIGNA: (SP) Set Point

Valor deseado de la variable de proceso, es decir, el valor predeterminado que queremos mantener constante, la presión en este estudio.

ERROR:

Diferencia entre la variable de proceso (PV) y el set point (SP).

El valor de consigna SP es de $P=10,1$

Si tenemos una variable de proceso PV de, por ejemplo, 14,1

Tendríamos un error de $PV-SP=14,1-10,1=4$ERROR=4

El variador se encargara de corregir ese error mediante las acciones básicas de control de las que dispone, que son las siguientes:

Acción PROPORCIONAL

Acción INTEGRAL

Acción DERIVADA

Función e influencia de los parámetros de un PID

Acción PROPORCIONAL: (P)

Genera una señal proporcional al error instantáneo para tratar de corregir la salida. A mayor error, mayor señal de corrección. Existe riesgo de inestabilidad.

La acción proporcional permite intervenir en la velocidad de respuesta del proceso. Cuanto mas elevada sea la ganancia, mas se acelerará la respuesta y mas disminuirá el error estático (en proporcional puro), pero también mas disminuirá la estabilidad. Es necesario encontrar un equilibrio entre velocidad y estabilidad. La influencia de la acción proporcional en la respuesta del proceso a un escalón es la siguiente:

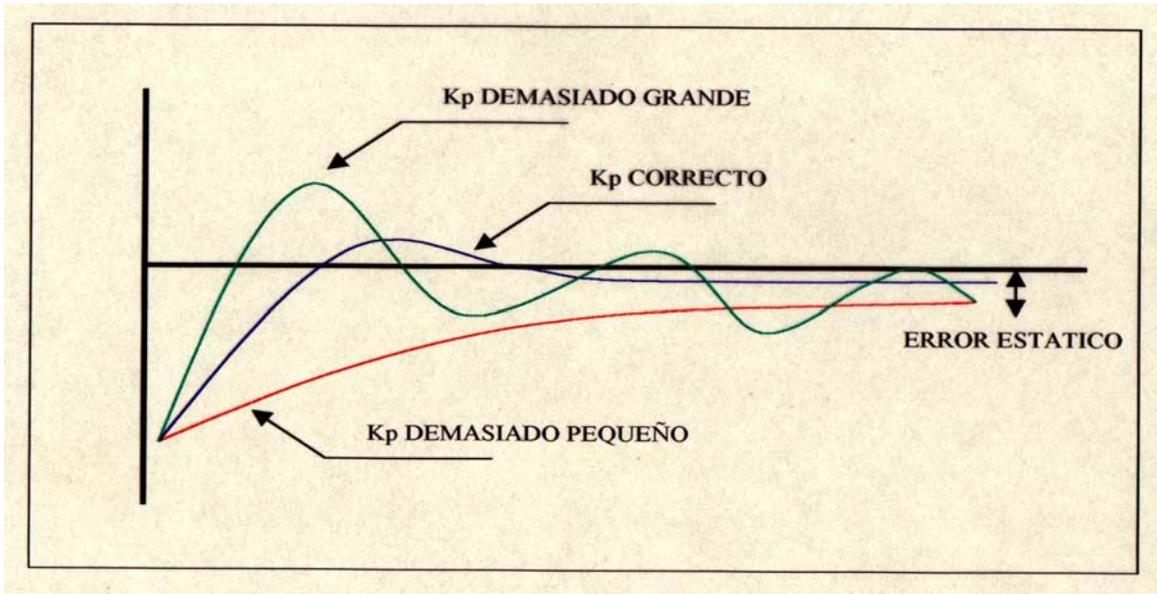


Figura 6-4. curva de acción proporcional

Acción INTEGRAL: (I)

Actúa en función de la historia de la señal de error, (magnitud del error y el tiempo que este ha permanecido) compensando en cada instante el error acumulado.

La acción integral permite anular el error estático (desviación entre la medida y la consigna). Cuanto mas elevada sea la acción integral (T_i pequeño), más se acelerará la respuesta, pero también más disminuirá la estabilidad. Asimismo, es necesario encontrar un equilibrio entre velocidad y estabilidad. La influencia de la acción integral en la respuesta del proceso de un escalón es la siguiente:

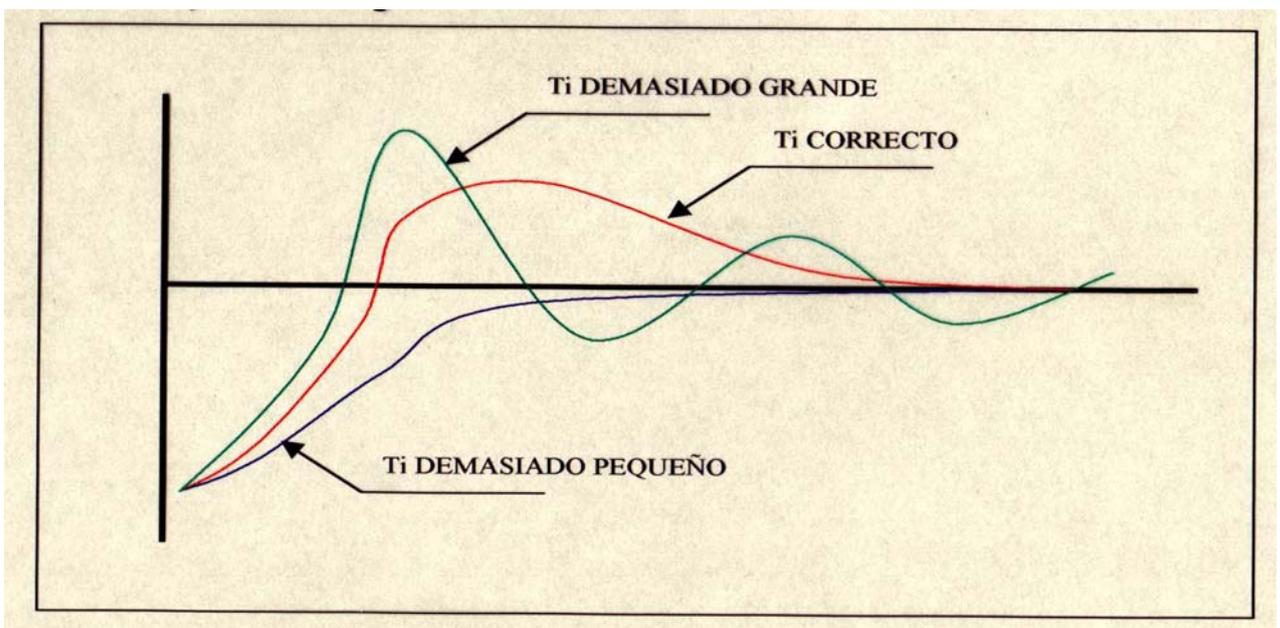


Figura 6-5. curva de acción integral

Acción DERIVADA: (D)

Tiene en cuenta la tendencia de la señal a controlar. Permite anticiparse acelerando la respuesta cuando la desviación aumenta y retardando cuando disminuye.

La acción derivada es anticipadora. De hecho, ella añade un termino que tiene en cuenta la velocidad de variación de la desviación, lo que permite anticiparse acelerando la respuesta del proceso cuando aumenta la desviación y frenando cuando disminuye la desviación. Cuanto mas alta sea la acción derivada (T_d grande), mas se acelerara la respuesta. En ese momento también es necesario encontrar un equilibrio entre velocidad y estabilidad. La influencia de la acción derivada en la respuesta del proceso es la siguiente:

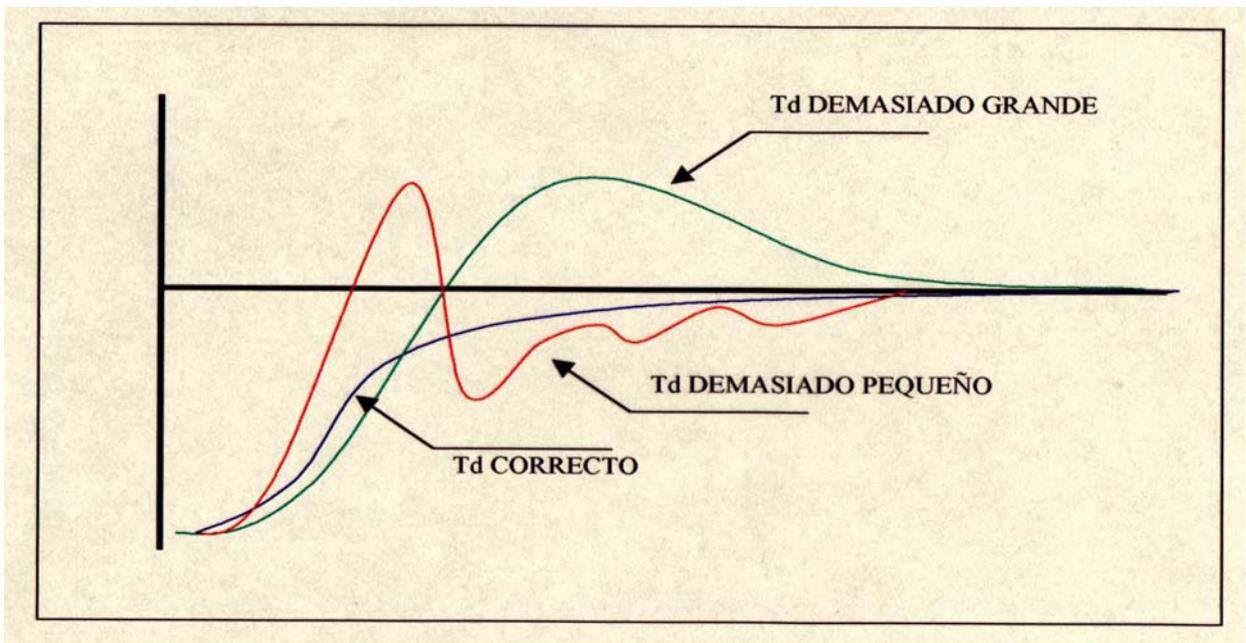


Figura 6-6. curva de acción derivada.

REGULACIÓN PID:

Controlador en el que actúan las tres acciones conjuntamente, en función de la programación efectuada sobre las tres constantes (proporcional, integral y derivada).

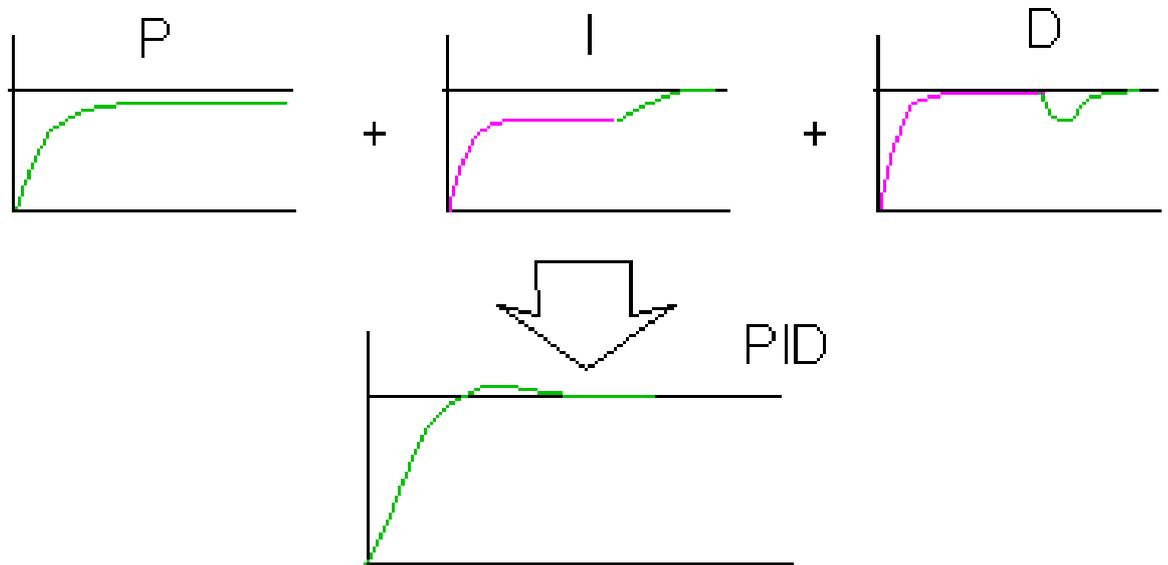


Figura 6-7. curva de la regulación PID

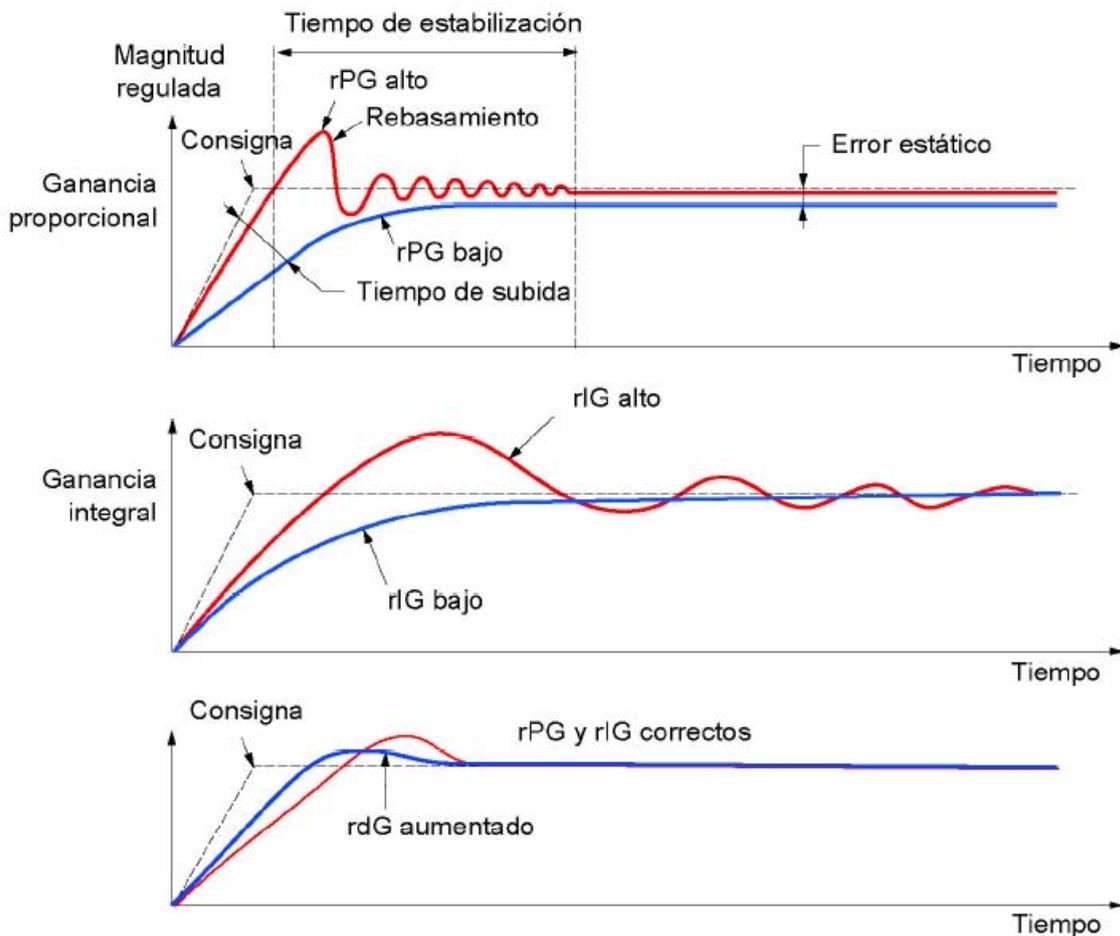


Figura 6-8. curvas de la regulación PID.

Por lo tanto, el PID de consigna es el que va a permitir que el variador mantenga constante la presión de 10,1 barg.

Límites de la regulación PID.

Si se asimila el procedimiento a un primer orden de retraso puro, de función de transferencia:

$$(H(p)) = K \cdot \frac{(e^{(-\tau)p})}{(1 + \theta \cdot p)}$$

Con:

τ = retraso del modelo,

θ = constante de tiempo del modelo

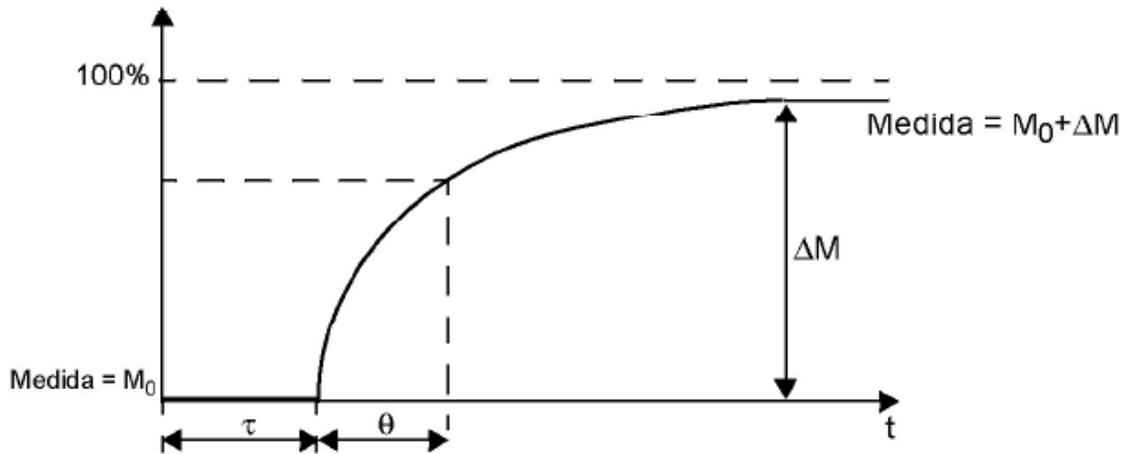


Figura 6-9.

Los rendimientos de la regulación dependen de la relación $\frac{\tau}{\theta}$

La regulación PID se ajusta bien en el campo siguiente: $2 - \frac{\tau}{\theta} - 20$

Para $\frac{\tau}{\theta} < 2$, o lo que es lo mismo, bucles rápidos (θ pequeño) o procedimientos con retraso importante (t grande) la regulación PID ya no es conveniente, es necesario utilizar algoritmos mas desarrollados.

Para $\frac{\tau}{\theta} > 20$, bastara con una regulación de umbral mas histéresis.

Diseño del PID

Regulador PID:

La función se activa mediante la asignación de una entrada analógica al retorno PID (medida)

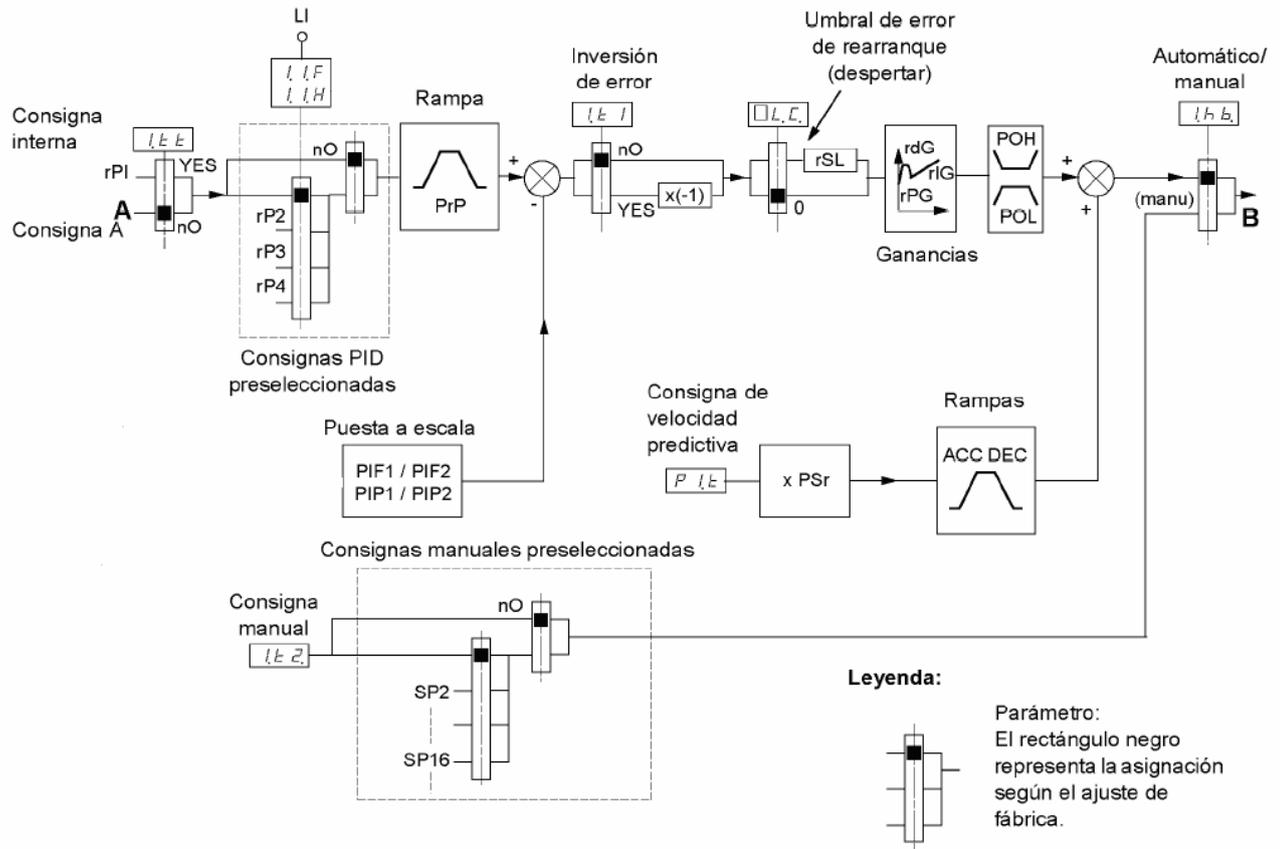


Figura6-10.

Retorno PID:

El retorno PID debe asignarse a una entrada analógica de la AI1 a la AI14, a la entrada de pulsos o al codificador, según si hay instaladas tarjetas de ampliación.

Consigna PID:

La consigna PID se puede asignar a los parámetros siguientes:

- consignas preseleccionadas por entradas lógicas (rP2, rP3, rP4)
- según la configuración
 - consigna interna (rPI) o
 - consigna A (Fr1 o Fr1b)

Tabla de combinación de las consignas PID preseleccionadas

LI (Pr4)	LI (Pr2)	Pr2 = nO	Consigna
			rPI o A
0	0		rPI o A
0	1		rP2
1	0		rP3
1	1		rP4

Una entrada de consigna de velocidad predictiva permite iniciar la velocidad al arrancar el proceso.

6.3.1.- Circuito de Potencia.

Esquema conforme a las normas EN 954-1 categoría 1, IEC/EN 61508 capacidad SIL1, categoría de parada 0 según IEC/EN 60204-1.

CIRCUITO DE POTENCIA

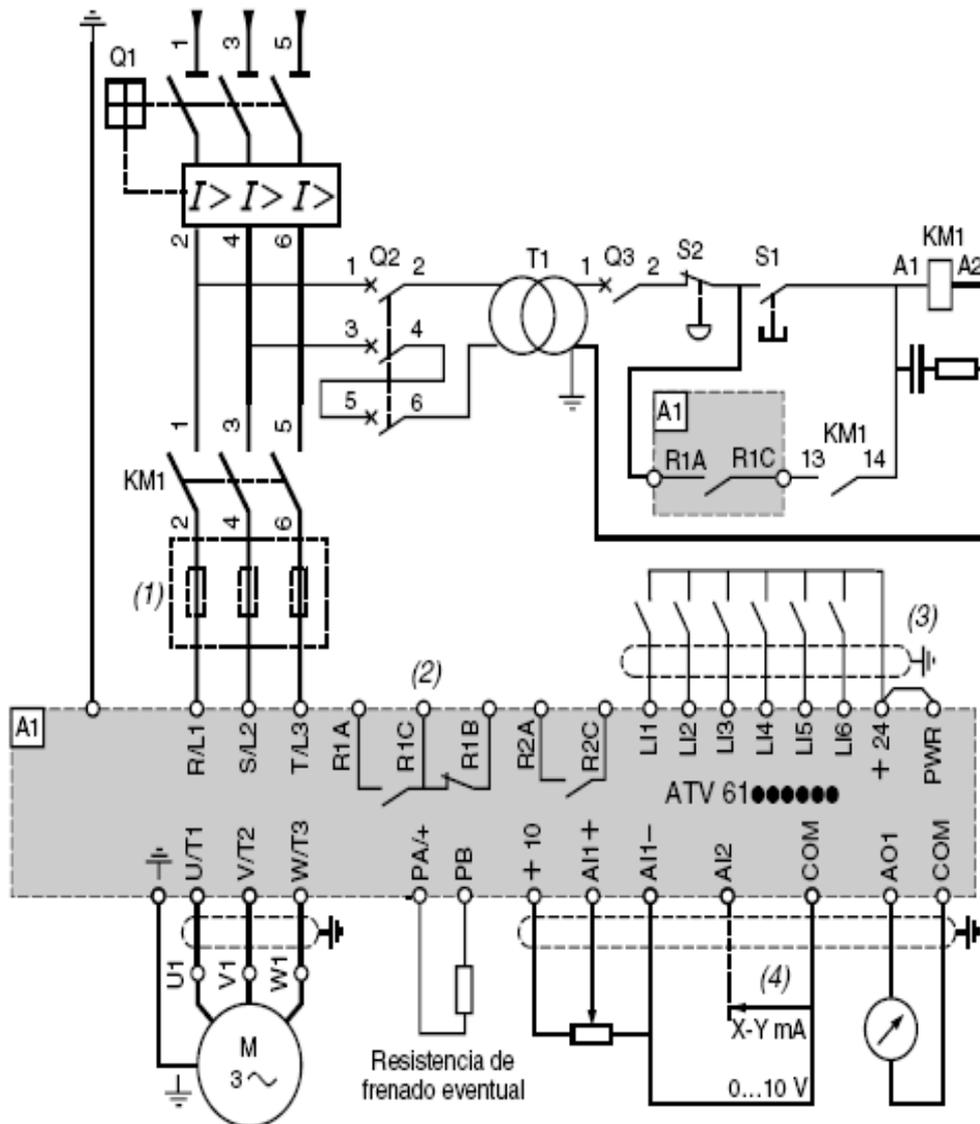


Figura 6-11.

Componentes que se pueden acoplar:

- (1) inductancia de línea eventual
- (2) contactos del relé de fallo. Permite indicar a distancia el estado del variador.
- (3) La conexión del común de las entradas lógicas depende de la posición del conmutador SW1.
- (4) Entrada analógica configurable por software en corriente (0.....20mA) o en tensión (0....10V). en nuestro caso utilizaremos la entrada analógica por software en corriente (0.....20mA)**

6.3.2.- Circuito de Control.

Esquema conforme a las normas EN 954-1 categoría 1, IEC/EN 61508 capacidad SIL 1, categoría de parada 0 según IEC/EN 60204-1

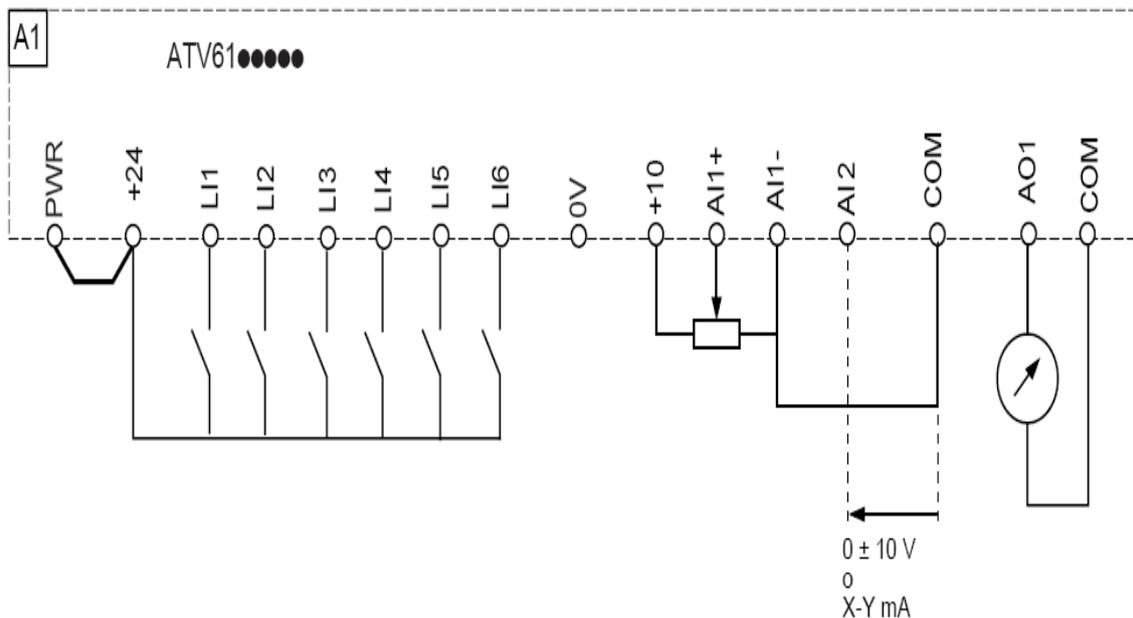


Figura 6-12.

6.4.- PROGRAMACIÓN/CONFIGURACIÓN DEL VARIADOR DE VELOCIDAD ATV61 PARA LA APLICACIÓN DEL PROYECTO.

Proyecto javi

Características

Referencia	ATV61HC22N4*
Potencia Nominal	220 kW 350 HP
Tensión de red	380/500 V trifásica
Máx. Intensidad transitoria	469,7 A
Salida Intensida en continuo	427 A



Estructura

Carta	Referencia	Número de Série	Versión	Nombre del vendedor
Equipo	ATV61HC22N4*		V1.1IE04	TELEMECANIQUE
Carta de control				TELEMECANIQUE
Carta de potencia				TELEMECANIQUE

Configuración(es)

Nombre proyecto javi

Versión Software V1.1IE04

Figura 6-13.características, estructuras y configuraciones

Arranque rápido ATV61

Configuración

TCC Tipo de control 2/3 hilos Control 2 hilos

CFG Selección Macro config. Bombas y Ventiladores

CCFG Macroconf. personalizada No

Red de comunicaciones

BFR Frecuencia standar motor Frecuencia motor 60 Hz

IPL Conf. Pérdida fase de red Parada rueda libre

PHR Rotación fases motor Rotación fases ABC

Motor

NPR Potencia nominal motor HP 350.0

UNS Tensión nominal motor V 440

FRS Frecuencia nom. motor Hz 60.0

NCR Intensidad Nominal Motor A 291.0

NSP Velocidad nominal motor rpm 1782

ITH Intensidad térmica motor A 291.0

Rango de frecuencia

TFR Frec. máxima de salida Hz 60.0

LSP Velocidad mínima Hz 0.0

HSP Velocidad máxima Hz 60.0

Acceleración/Deceleración

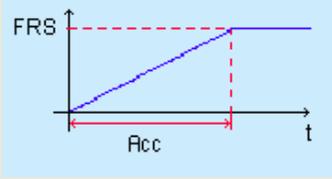
ACC Rampa aceleración (s) 3.0 DEC Rampa deceleración (s) 3.0

Figura 6-14.

Ajustes

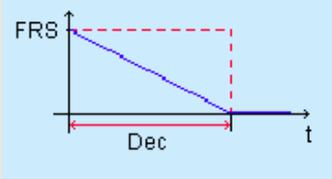
Rampa

Rampas



ACC Rampa aceleración (s) s

AC2 Rampa aceleración2 (s) s



DEC Rampa deceleración (s) s

DE2 Rampa deceleración 2 (s) s

INR Incremento de rampa

DCF Coef. parada rápida

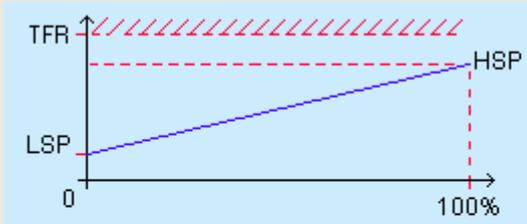
Redondear

TA1 Coef. redond. inicio ACC ≈ TA3 Coef. redond. inicio DEC ≈

TA2 Coef. redondeo final ACC ≈ TA4 Coef. redondeo final DEC ≈

Figura6-15.

Rango frecuencias



LSP Velocidad mínima Hz

HSP Velocidad máxima Hz

TLS Tiempo a velocidad mín. s

SLE Nivel Offset Dormir Hz

Figura6-16.

Optimización del motor

Protección térmica	
ITH Intensidad térmica motor A	291.0
Optimización	
UFR Compensación RI %	100
SLP Compens. deslizamiento %	100
SFR Frecuencia de corte kHz	2.5
FLU Magnetización motor	Premagnet. no continua
Limitación Intensidad	
CLI Limitación de intensidad A	512.4
CL2 Limitación intensidad 2 A	512.4

Figura6-17.

Configuración niveles de detección

CTD Nivel de intensidad motor A	427.0	CTDL Nivel Intensidad Bajo A	0.0
F2D Nivel Frecuencia 2 Hz	60.0	F2DL Nivel Frecuencia 2 bajo Hz	0.0
FTD Nivel Frecuencia motor Hz	60.0	FTDL Nivel Frecuencia Bajo Hz	0.0
RTD Niv. Ref. Frecuencia Alta Hz	0.0	RTDL Niv. Ref. Frecuencia Baja Hz	0.0
TTD Temp. motor alcanzada %	100		

Figura6-18.

Regulador PID

Ganancia		
RPG	Ganancia prop. PID	1.00
RIG	Ganancia integral PID	1.00
RDG	Ganancia derivada PID	0.00

PRP	Rampa PID	s	3.0
POL	Salida mínima PID	Hz	0.0
POH	Salida máxima PID	Hz	60.0

Alarma		
PAL	Alarma retorno mínimo	100
PAH	Alarma retorno máximo	1000
PER	Alarma error PID	100

Referencias		
<i>PSA</i>	<i>≈ ref. velocidad PID</i>	<i>≈</i> 100
<i>RP2</i>	<i>2ª Referencia PID presel</i>	700
<i>RP3</i>	<i>3ª Referencia PID presel</i>	700
<i>RP4</i>	<i>4ª Referencia PID presel</i>	900

Supervision PID regulator		
LPI	Nivel Supervisión PID	100
TPI	Tiempo Supervisión PID	s 0

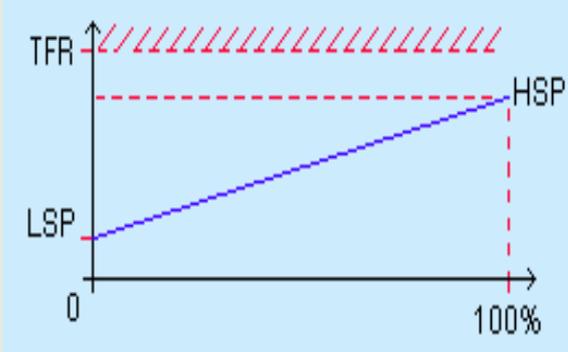
Figura 6-19.

Características del motor

Motor



BFR	Frecuencia standar motor	Frecuencia motor 60 Hz
NPR	Potencia nominal motor	HP 350.0
UNS	Tensión nominal motor	V 440
NCR	Intensidad Nominal Motor	A 291.0
FRS	Frecuencia nom.motor	Hz 60.0
NSP	Velocidad nominal motor	rpm 1782
AUT	Autoajuste automático	Sí
PHR	Rotación fases motor	Rotación fases ABC



TFR

LSP

0

100%

HSP

TFR

Frec. máxima de salida Hz

60.0

Figura 6-20.

Entradas analógicas

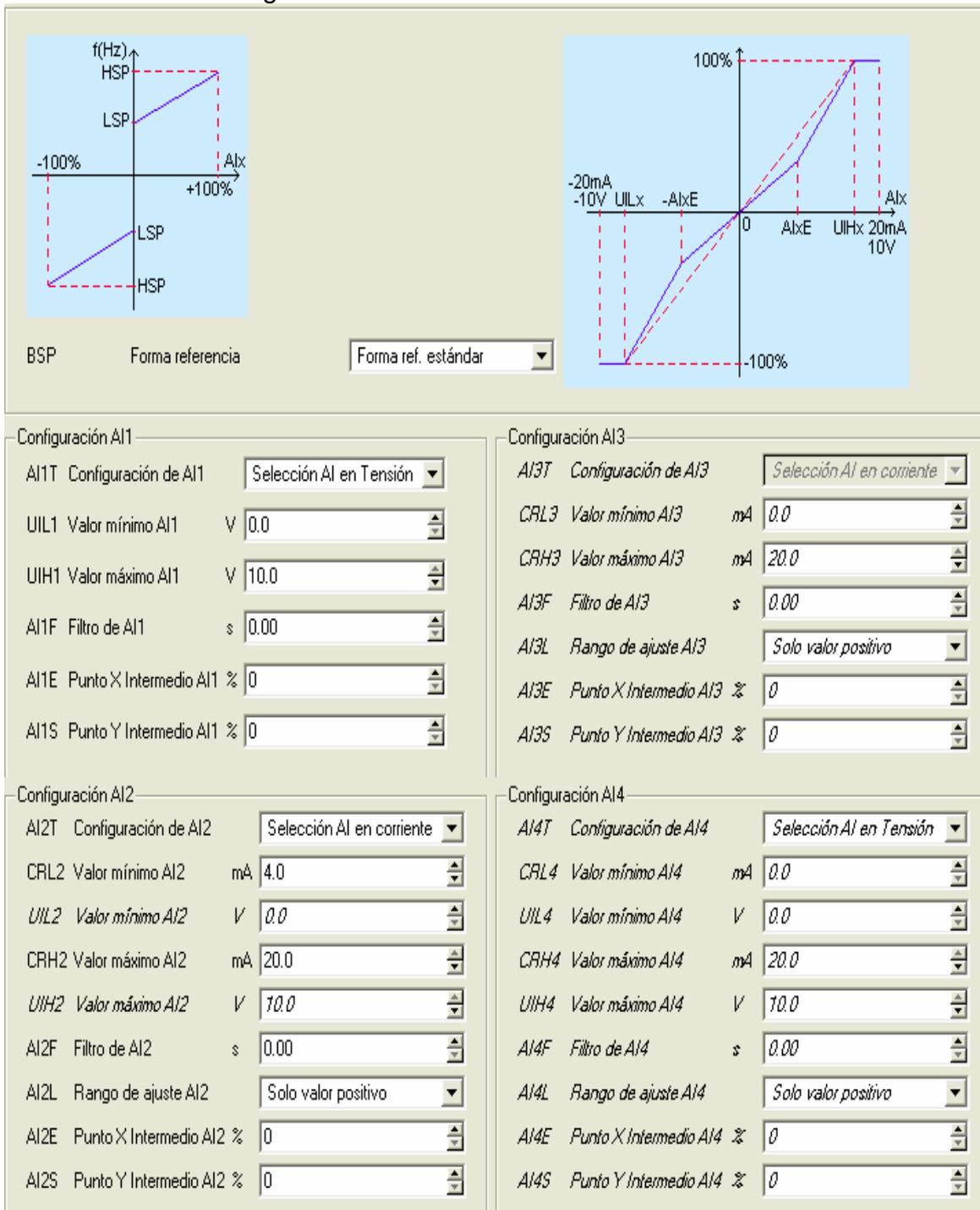


Figura6-21.

Salidas analógicas

Configuración A01		
A01	Asignación salida A01	Frecuencia del motor
A01T	Configuración salida A01	Selección AI en corriente
A0L1	Valor mínimo A01	mA 4.0
A0H1	Valor máximo A01	mA 20.0
U0L1	Valor mínimo A01	V 0.0
U0H1	Valor máximo A01	V 10.0
A01F	Filtro salida A01	s 0.00

Configuración A02		
A02	Asignación salida A02	No asignada
A02T	Configuración salida A02	Selección AI en corriente
A0L2	Valor mínimo A02	mA 0.0
A0H2	Valor máximo A02	mA 20.0
U0L2	Valor mínimo A02	V 0.0
U0H2	Valor máximo A02	V 10.0
A02F	Filtro salida A02	s 0.00

Configuración A03		
A03	Asignación salida A03	No asignada
A03T	Configuración salida A03	Selección AI en corriente
A0L3	Valor mínimo A03	mA 0.0
A0H3	Valor máximo A03	mA 20.0
U0L3	Valor mínimo A03	V 0.0
U0H3	Valor máximo A03	V 10.0
A03F	Filtro salida A03	s 0.00

Figura6-22.

Configuración rampa

Configuración Rampa

RPT Asignación tipo de rampa Rampa lineal ▾

BRA Adaptación rampa dec. Adaptación rampa DEC ▾

INR Incremento de rampa 0.1 segundos ▾

FRT Nivel conmut. rampa2 Hz 0.0 ▾

ACC Rampa aceleración (s) 3.0 ▾

AC2 Rampa aceleración2 (s) 5.0 ▾

DE2 Rampa deceleración 2 (s) 5.0 ▾

DEC Rampa deceleración (s) 3.0 ▾

RPS Asig. conmutación rampa No configurada ▾

Config. Redondeo Rampa

TA1	Coef. redond. inicio ACC ‰	10 ▾	TA3	Coef. redond. inicio DEC ‰	10 ▾
TA2	Coef. redondeo final ACC ‰	10 ▾	TA4	Coef. redondeo final DEC ‰	10 ▾

Figura6-23.

Configuración modo de parada

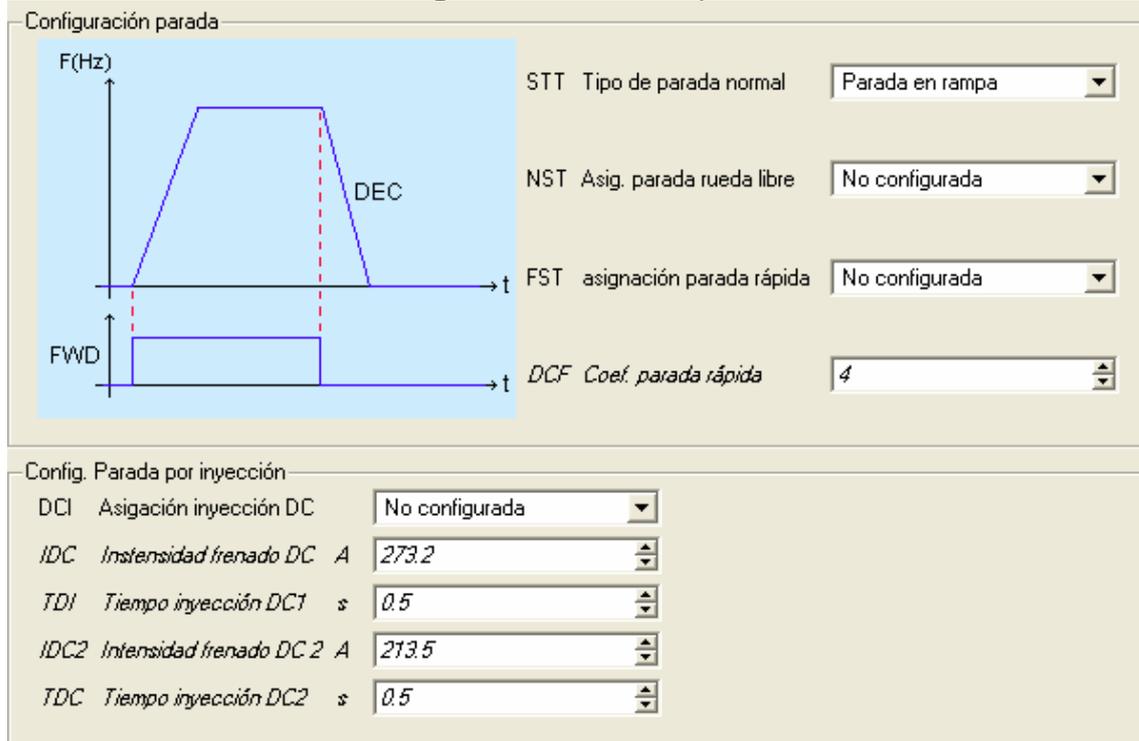


Figura6-24.

Regulador PID

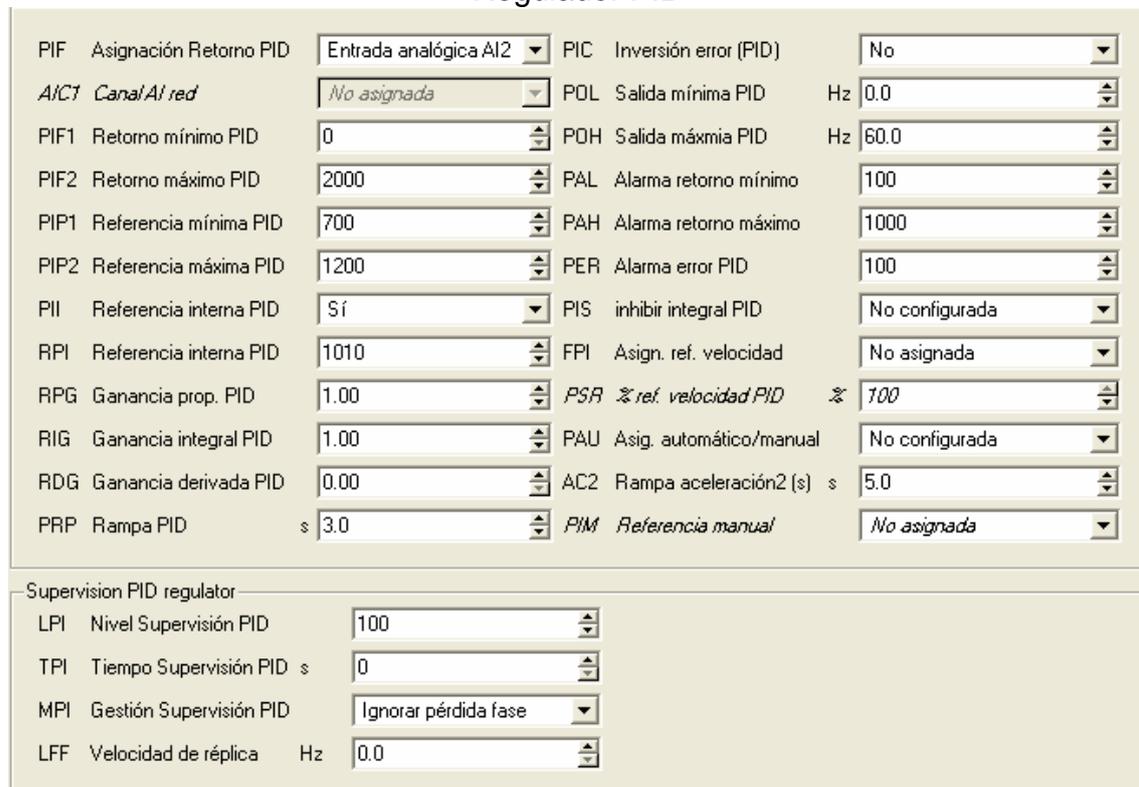


Figura6-25.

En los anexos se hará un listado de todas las características de este variador de velocidad en formato de impresión.

6.5.- DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.

A lo largo de todo el sistema, desde el tanque V-1401 hasta la bomba P-1701 y pasando por las tuberías y la bomba P-1402, tenemos a la salida y a la entrada de cada equipo detectores de presión, temperatura, caudal y nivel (en el caso del tanque separador de segunda etapa V-1401).

Para que el sistema tenga un buen funcionamiento, es decir, este funcionando en su punto óptimo, condicionamos la presión de descarga de la bomba P-1402 a un valor de 10,1 barg, valor necesario para mantener el punto óptimo de funcionamiento, según lo analizado en el capítulo 5.

Todos los detectores tienen conexión cableada hasta la tarjeta Controller Incide. Esta tarjeta que nos permite concentrar todas las señales analógicas de los sensores, esta posibilitada de comunicación vía bus CANopen hasta el procesador del variador de velocidad ATV61. el variador ATV61 dispone de un puerto de comunicaciones Ethernet permitiéndonos comunicar con el Terminal de dialogo HMI, y por tanto procesar los dato de las señales de los sensores monitorizándolas y supervisándolas en el Terminal en cuestión.

Con la arquitectura comentada y recogida en la figura 6-26, podemos gestionar el sistema de alarmas de acuerdo con el siguiente principio:

En caso de que se produjera un valor alto o bajo en cualquiera de los parámetros del fluido, lo visualizaríamos en la pantalla haciendo saltar las alarmas. Como nuestro sistema esta condicionado a la presión de salida de la bomba P-1402, un error en el valor de ésta, además de saltar la alarma y visualizarlo en la pantalla, provocaría la acción del variador de velocidad ATV61 con el fin de corregir el error.

El detector de presión dispuesto a la salida de la bomba P-1402 recoge el valor de la presión que lleva el crudo, éste manda la señal al variador de velocidad vía Controller Incide, y si el valor no es el óptimo para el funcionamiento del sistema se acciona el variador ATV61 que actúa sobre las revoluciones del motor, aumentándolas o disminuyéndolas de acuerdo con el PID de consigna explicado en el apartado anterior.

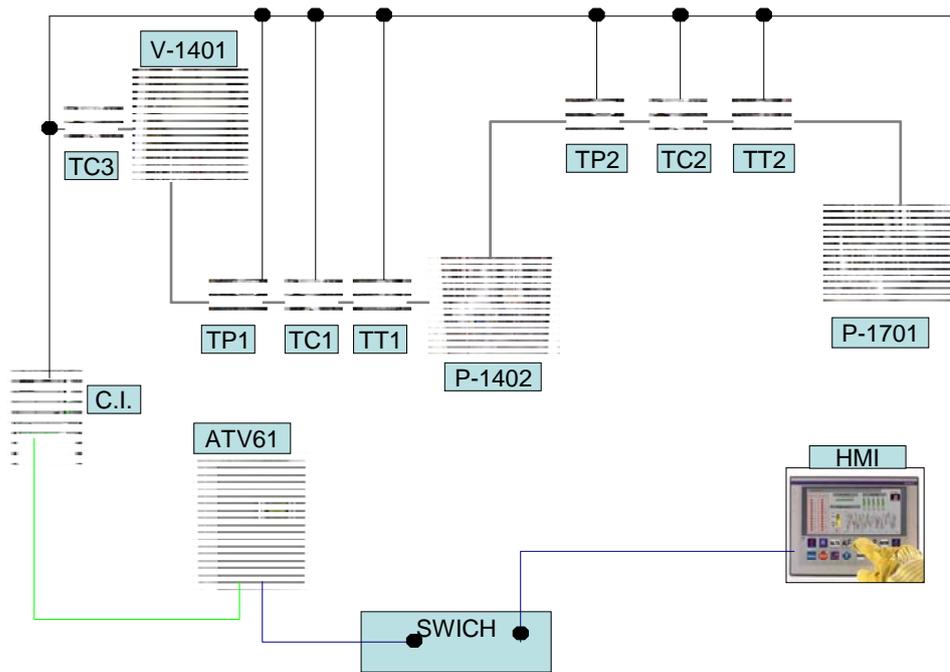


Figura6-26.

Línea verde: comunicación Bus CANopen.

Línea azul: comunicación via Ethernet.

Línea negra: sistema cableado a la tarjeta Controller Incide.

Línea gris: sistema de tuberías.

C.I.: tarjeta Controller Incide.

TT1,TP1,TC1: transmisores de temperatura, presión y caudal a la entrada da la bomba Booster.

TT2,TP2,TC2: transmisores de temperatura, presión y caudal a la salida da la bomba Booster.

TC3: caudalímetro del tanque separador de la segunda etapa V-1401.

6.6.- DISEÑO DEL SISTEMA DE SUPERVISIÓN.

Se trata de diseñar un sistema de supervisión en el cual tengamos visualización en todo momento de las variables de los equipos (V-1401, P-1402, P-1701) que componen el sistema, tales como presión, caudal, temperatura y nivel.

Esta visualización la conseguiremos a través del Terminal de dialogo (HMI) que previamente habremos programado.

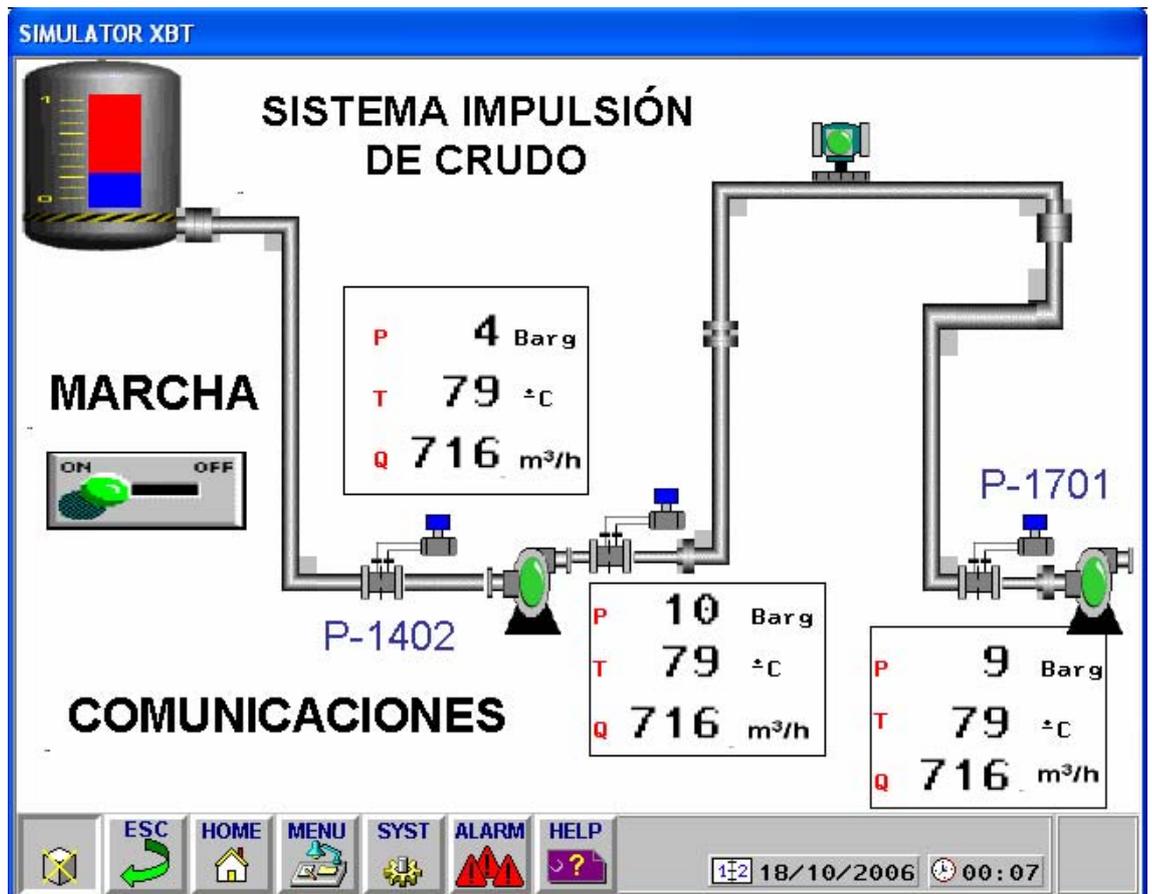
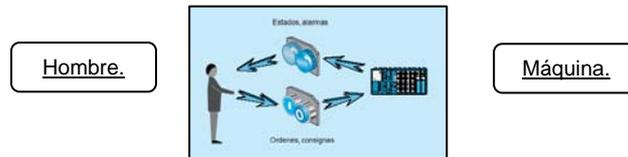


Figura 6-27.pantalla principal del Terminal de dialogo HMI

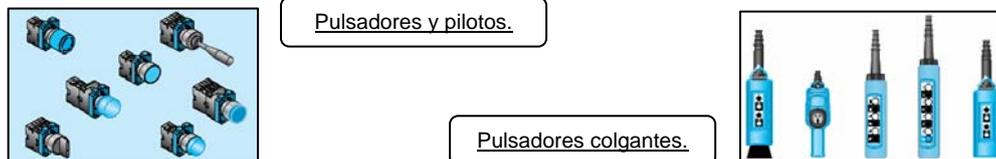
A-¿Qué es un terminal de dialogo?

Para poder definir un terminal de dialogo hay que tener claro previamente el concepto de “Dialogo Hombre-Máquina”.

El diálogo hombre-máquina es la función que hace posible que el operador reciba información sobre el estado de una máquina y le envíe órdenes y consignas.



Durante mucho tiempo, los únicos interfaces que permitían este vínculo entre el hombre y la máquina eran los pulsadores y los pilotos.

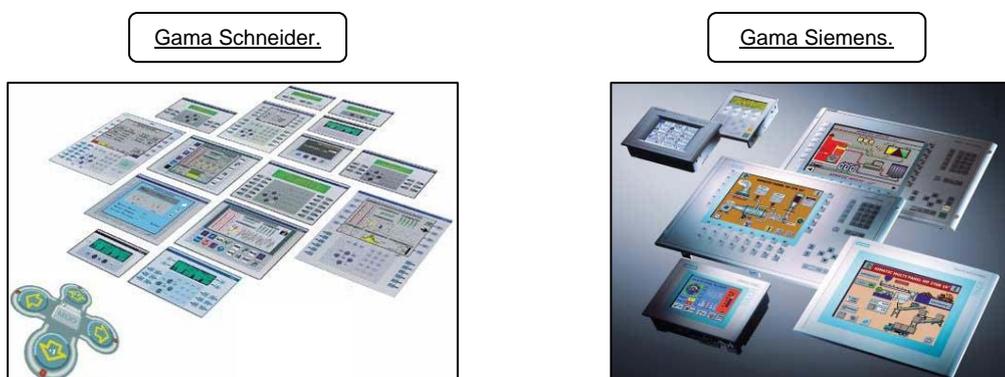


El desarrollo de los autómatas programables ha impulsado la aparición de nuevos interfaces que amplían las posibilidades del diálogo.

Se basan en el intercambio de mensajes numéricos y alfanuméricos y en la representación de las máquinas e instalaciones en pantallas animadas. Estos son los llamados “**Terminales de dialogo**”

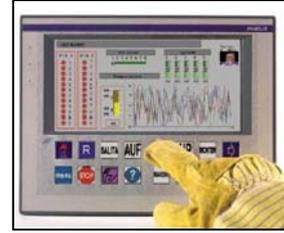


Todo ello proporciona una ayuda inestimable a la hora de gestionar la explotación y ofrecen amplias posibilidades para el seguimiento de la producción y el control de calidad.



El operador desempeña una función importante ya que en base a los datos de los que dispone, debe realizar acciones que condicionan el buen

funcionamiento de las máquinas y las instalaciones sin comprometer la seguridad ni la disponibilidad.



Es, por tanto, indispensable que la calidad de diseño de los interfaces y de la función de diálogo garantice al operador la posibilidad de actuar con seguridad en todo momento.

La evolución de las unidades de fabricación hacia una mayor flexibilidad exige la posibilidad de realizar cambios rápidos y fáciles en los programas de producción, una gran precisión en los controles y ajustes, la necesidad de modificar los datos, etc. Por consiguiente, los intercambios de datos entre el operador y la máquina son cada vez más numerosos y variados. Resulta imprescindible instalar medios de diálogo avanzados para intervenir con facilidad y rapidez en los parámetros de funcionamiento y para mostrar los datos.

Los terminales de diálogo operador son el complemento natural de los autómatas programables para llevar a cabo estas funciones de diálogo.

B-Tipos de terminales de dialogo.

Nos centraremos en terminales de dialogo de la marca comercial “**Schneider-Electric**”

- Podemos clasificar los terminales de dialogo según su **función**. En este caso tendríamos dos tipos de terminales:

De visualización.

Son aquellos que nos muestran el estado de la maquina, máquinas e incluso plantas que mantienen bajo su supervisión.

Permiten pues:

- Control de la producción
- Mantenimiento preventivo
- Mantenimiento correctivo

De visualización y control.

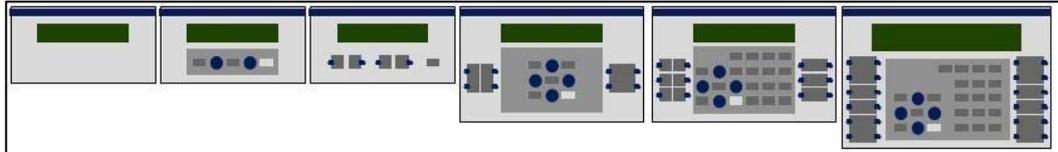
Son aquellos que aparte de realizar las funciones propias de la visualización permiten también interactuar con el sistema, pudiendo con este tipo de funcionamiento controlar los elementos, en nuestro estudio, controlar la presión de la bomba P-1402.

- Podemos clasificar los terminales de dialogo según su el tipo de pantalla de explotación. En este caso tendríamos tres tipos de terminales:

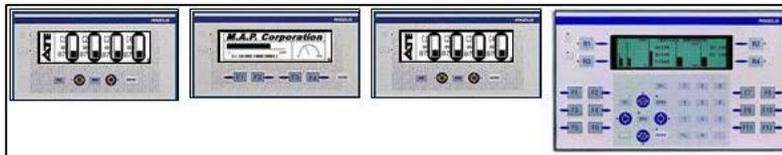
Contadores y preselectores.



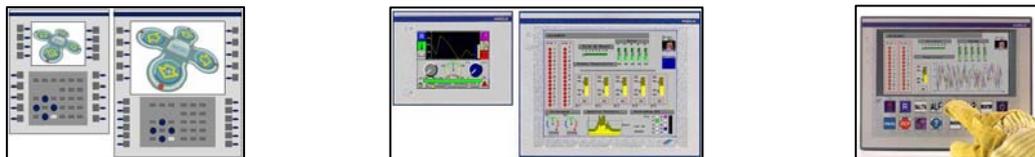
Alfanuméricas.



Matriciales.

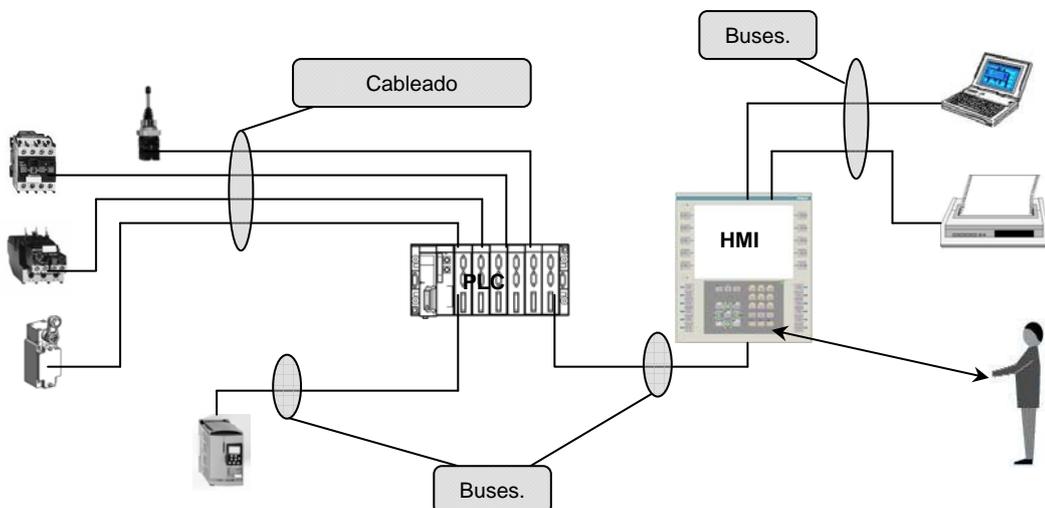


Gráficas con teclado, táctiles y con teclado táctil transparente.



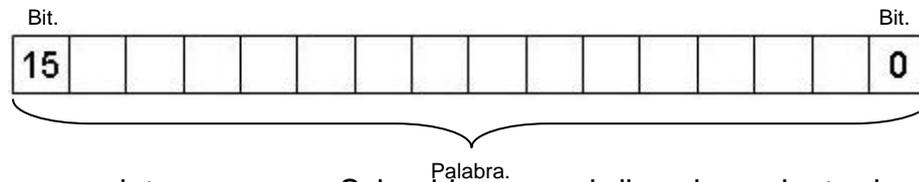
C-Señales y datos a tratar.

Para la visualización y control de los elementos será preciso poder dialogar con ellos, luego entre los elementos de campo (ya sea una máquina conjunto de máquinas o incluso planta) debe de existir un intercambio continuo de datos y señales.



Como se puede apreciar en la figura, las señales de visualización y control van desde los elementos de campo hasta el operario y otros elementos, como pueden ser una impresora o un PC, transmitiéndose a través de cables convencionales y buses específicos.

El almacenamiento de datos tanto del terminal de dialogo como del autómatas se hace en forma de palabras de 16 Bits.



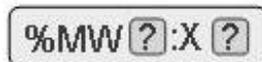
La nomenclatura que usa Schneider para el direccionamiento de memoria es la siguiente:

- Direccionamiento de una palabra



En el lugar del interrogante se pone un número entero con un valor concreto dependiendo de la configuración del autómatas.

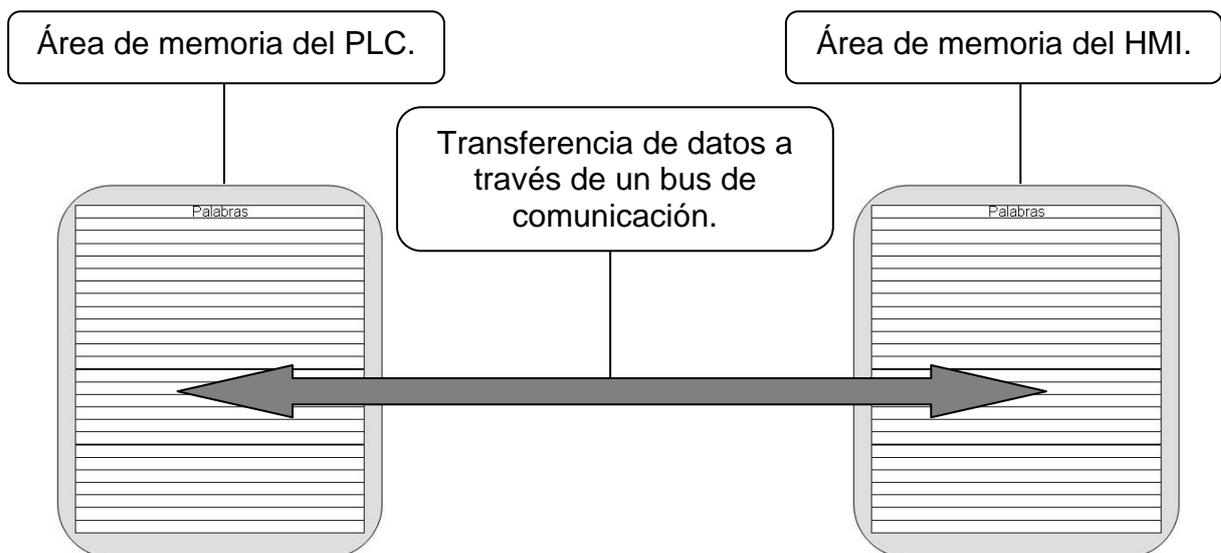
- Direccionamiento de un bit de una palabra interna



El primer interrogante indica la dirección de la palabra que contiene el bit y el segundo interrogante indica la posición concreta del bit dentro de la palabra.

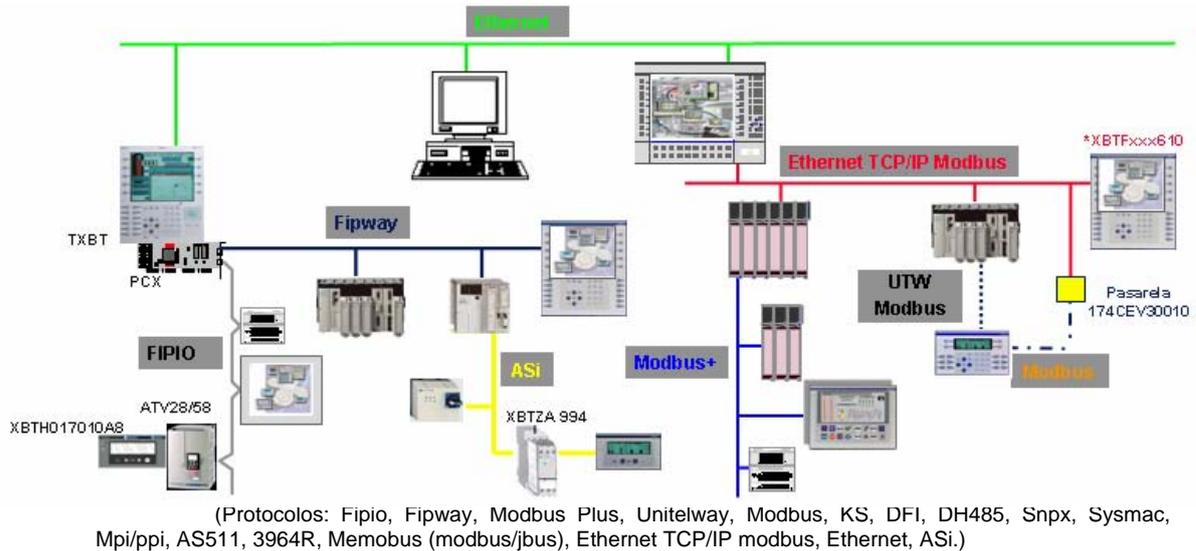
Un ejemplo:

Si queremos direccionar el bit 12 de la palabra 25 deberemos de escribir: **%MW25:X12**



Para que el PLC y el HMI se puedan “entender” será necesario que hablen el mismo “Idioma”, luego será necesario un **protocolo de comunicación** entre ambos terminales.

A la hora de configurar estos elementos será necesaria pues la configuración del protocolo del lenguaje de comunicación.



Al trabajar el PLC con estos datos de la memoria para realizar el control del sistema mediante la ejecución de un programa, si nosotros somos capaces de leer estos datos podremos representarlos ya sea alfanuméricamente o gráficamente, y si además podemos escribir en estas áreas de memoria podremos cambiar la acción del PLC dependiendo del programa que tenga instalado.

Luego lo que realiza el HMI cuando hace la función de visualizador es leer las áreas de memoria y las representa de una forma comprensible por el operario, si el terminal a parte de visualizar controla, lo que realiza es escribir sobre estas áreas para que cuando el programa que se ejecuta en el PLC las lea actúe en consecuencia al programa que corre dentro de él.

D-Programa.

Hemos visto lo que es capaz de realizar con las palabras un HMI, luego si pretendemos visualizar o modificar alguna variable interna del autómatas hay que conocer el direccionamiento que emplea el autómatas.

Por ejemplo:

Si el dato del nivel de tanque lo almacena en la %MW2, para poder visualizar este nivel tenemos que conocer este dato, el cual nos lo tiene que proporcionar el programador del PLC.

Luego es imprescindible conocer el programa interno del autómatas y el direccionamiento para poder introducir cambios en el HMI, por ello es necesario adquirir el programa detallado y no solo el esquema de este ya que resulta una tarea muy ardua comprender un programa sin etiquetar ni estar descrito correctamente.

El programa que gestiona y configura los terminales de dialogo (HMI) de la marca comercial Schneider-Electric y que vamos a tratar es el XBT-L1000.

La gama de terminales de dialogo de esta marca comercial son los denominados MAGELIS.

D-Características generales de los terminales MAGELIS.

- Los terminales gráficos Magelis desempeñan funciones de diálogo, tales como:
 - Visualizar datos provenientes del automatismo.
 - Modificar parámetros del automatismo.
 - Mandar el automatismo mediante comandos Todo o Nada, empleando las teclas estáticas y dinámicas.

- Tipos de páginas que podemos encontrar en los terminales.

En la fase operacional, un terminal utiliza páginas llamadas de sistema y páginas definidas para la aplicación.

- Las páginas de sistema: (Predefinidas por el constructor del terminal) permiten:
 - El acceso a lista de páginas, alarmas, recetas, formularios,
 - El acceso al histórico de las alarmas,
 - La configuración de las contraseñas,
 - La definición de los parámetros del terminal,
 - La visualización de los parámetros del protocolo,
 - La visualización de los parámetros de la impresora,
 - La parada de la impresión en curso,
 - El acceso a la función Ajuste del terminal,
 - La visualización de la impresión de la lista de las referencias del terminal.

Una aplicación puede comprender diferentes tipos de páginas:

- **Las páginas de aplicación:**
Permiten visualizar, controlar, dirigir el automatismo, modificar los parámetros del automatismo, crear y aplicar las recetas.

- **Las páginas de alarma:**

Permiten describir los fallos del automatismo y las acciones correctivas asociadas.

- **Las páginas de ayuda:**

Asociadas a las páginas de aplicación o a las páginas de alarma.

- **Las páginas de formularios:**

Permiten imprimir formularios de impresión.
(NOTA: Estas páginas no se visualizan en el terminal. sólo sirven para la impresión.)

Estos cuatro últimos tipos de páginas se crean con el software XBTL1000.

Las páginas de aplicación, de alarma y de ayuda pueden basarse en fondos de planos llamados páginas modelos.

- **Las páginas modelos:**

Están definidas tres familias de páginas modelos:
 - Los modelos para realizar páginas de aplicación y de receta.
 - Los modelos para realizar páginas de alarma.
 - Los modelos para realizar páginas de ayuda.

A partir de los modelos básicos, el desarrollador de la aplicación puede crear modelos nuevos.

En tal caso, los modelos sirven de fondo para diseñar las páginas de la aplicación.

A continuación vamos a ver una serie de pantallas que previamente he programado, las cuales simulan una serie de situaciones del sistema.

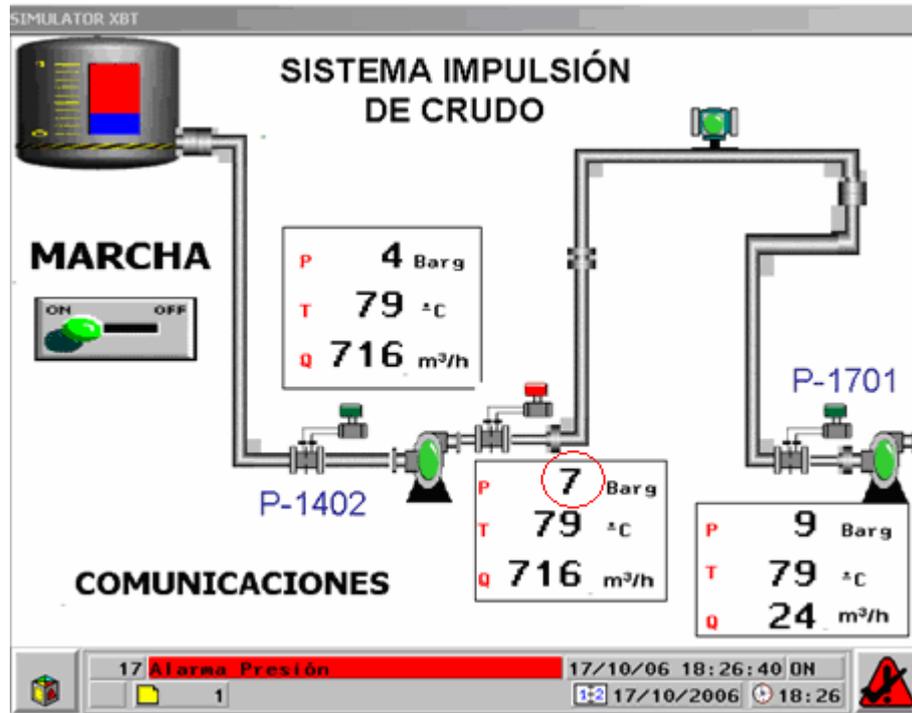


Figura6-28. Pantalla que simula una baja presión a la salida de la Booster (7 barg), señalado con el detector en rojo y una alarma de presión a pie de pantalla. Si el operador pulsa el recuadro en rojo de alarma de presión entra en la pantalla siguiente.

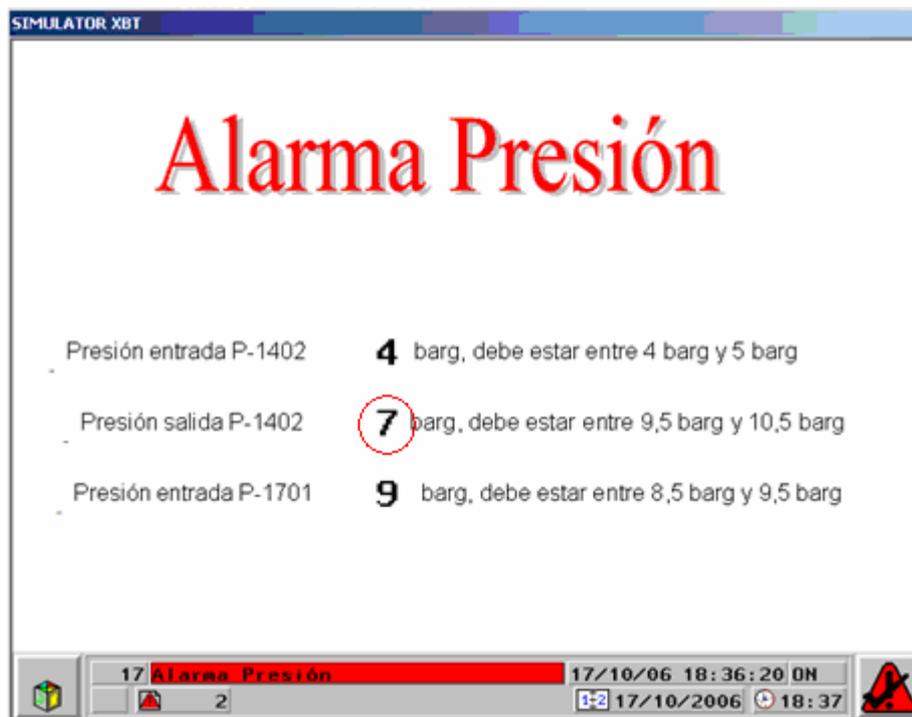


Figura 6-29. Pantalla de alarma de presión. El operador detecta el fallo (7 barg, cuando debe estar entre 9,5 y 10,5 barg) y actúa en consecuencia.

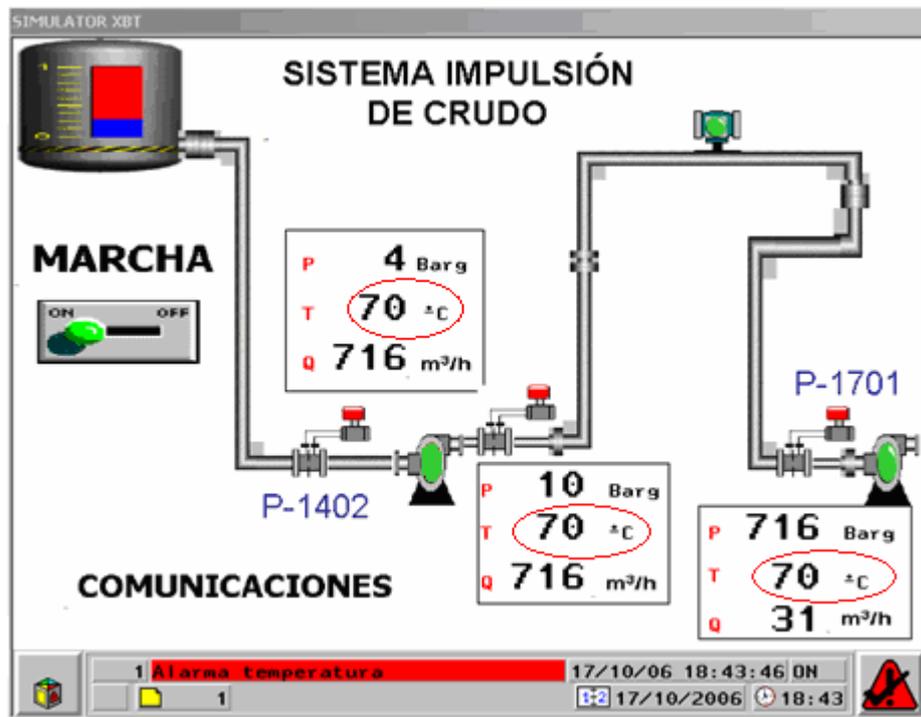


Figura 6-30. Pantalla que simula una disminución de la temperatura en el sistema. Esto queda señalado con los detectores en rojo y la alarma de temperatura a pie de pantalla. Si el operador pulsa el recuadro rojo de alarma temperatura entra en la pantalla.

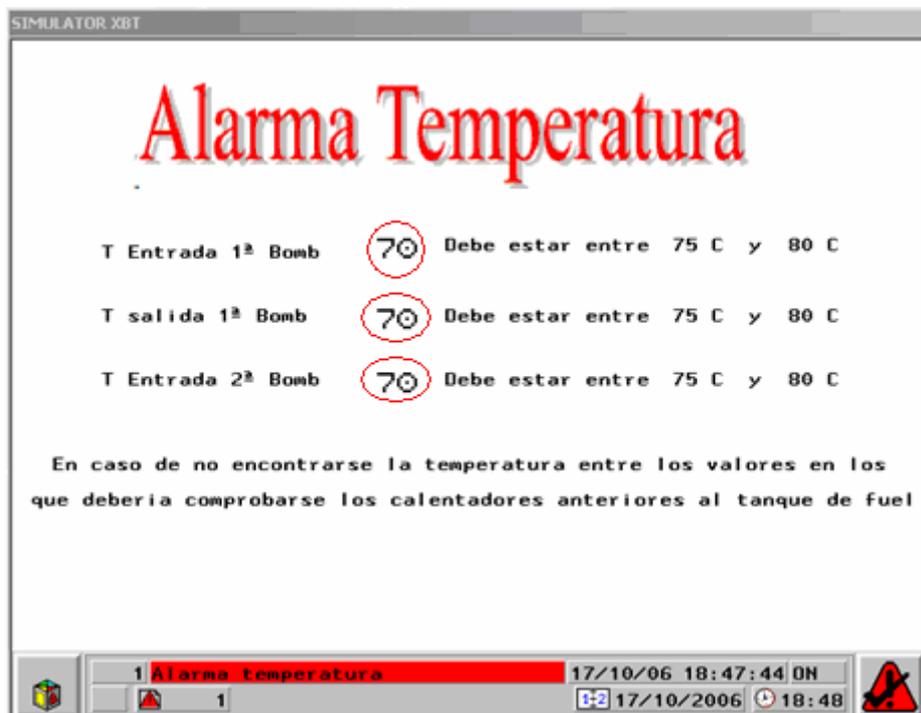


Figura 6-31. Pantalla de alarma de temperatura. El operador ve que los valores de la temperatura no son los adecuados.



Figura 6-32. Pantalla de la lista de alarmas. En esta pantalla quedan reflejadas las ultimas alarmas que han saltado y si se han desactivado.

7.- CONCLUSIONES

De todos los cálculos y consideraciones anteriormente relacionados, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1.- Las expresiones que definen las curvas del sistema son prácticamente coincidentes con la realidad.

2.- Las expresiones de las curvas características de la bomba están suministrando un cálculo exacto de cada situación.

3.- La instalación del impulsor de mayor diámetro supondría una pérdida de energía inútil.

4.- El impulsor de diámetro medio es el más acorde con las condiciones del sistema.

5.- El impulsor de menor diámetro en ningún caso se podrá instalar dada la poca presión que suministra al sistema.

6.- La expresión del modelo matemático de la tubería suministra unos valores coincidentes con la curva del sistema a grandes caudales, cuando estos disminuyen se aprecia la pequeña diferencia lógica que debe existir entre ambos.

7.- El sustituir la válvula de descarga por la instalación de un variador de velocidad en el motor de la bomba para adecuar las revoluciones al caudal demandado (manteniendo máximo el rendimiento) no es factible dada la poca altura de impulsión que se alcanza al disminuir las revoluciones.

8.- La instalación de un variador de velocidad para que regule la presión para cada situación es la solución ideal desde el punto de vista energético.

8.-BIBLIOGRAFÍA

- Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas. 5ª edición actualizada. JOSE AGUERA SORIANO.
- Bombas-ventiladores-compresores. V.M.CHERKASSKI.
- Documentación de Dragados Offshore.
- www.Antonio Alcántara Carmona.
- www.Proyecto Buzzard/Embajada de Canada en España.
- Fotos de la plataforma de producción y equipos (bombas, tanques, transmisores, motores, tuberías....). Tomadas in situ por Javier Moreno Martínez.
- Otras fotos. Pagina web anterior (Proyecto Buzzard) y www.Dragados Offshore.
- Introducción al manejo del programa **XBTL1000** para la programación de los terminales **MAGELIS Schneider**. Apuntes de *Sistemas Automáticos del Buque* de 3º Ingeniería Técnica Naval.
- Lanzamiento Altivar 21 y **Altivar 61** Marzo 2006, Formación Modulo 1 características generales. Antonio Gutiérrez.
- Programa **Power Suite** y manual de programación.
- Programa **PDMS**. Elaboración de modelos tridimensionales de estructuras, paneles, tuberías y equipos para plantas industriales. Trabajado por mí en ingeniería de Dragados Offshore.

