

16
2ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
"ZARAGOZA"

CALCULO, SELECCION Y ESPECIFICACION DEL
EQUIPO DE BOMBEO DE CRUDO PARA UNA
PLATAFORMA MARINA DE REBOMBEO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A N :
CARLOS ARMANDO LECHUGA AGUIÑAGA
FERNANDO ROMERO ROJAS
HECTOR SALINAS CRUZ





UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

INTRODUCCION

I. GENERALIDADES

- 1.1 FUNDAMENTOS DE FLUJO DE FLUIDOS
 - 1.1.1 PROPIEDADES FISICAS
 - 1.1.2 ECUACIONES FUNDAMENTALES
 - 1.1.3 REGIMENES DE FLUJO DE FLUIDOS
 - 1.1.4 PERDIDAS POR FRICCION
 - 1.1.5 CAIDAS DE PRESION EN TUBERIAS
 - 1.1.6 LONGITUD EQUIVALENTE
- 1.2 FUNDAMENTOS DE BOMBEO
 - 1.2.1 DEFINICION DE TERMINOS
 - 1.2.2 PRINCIPIOS DE BOMBEO
- 1.3 EQUIPO DE BOMBEO
 - 1.3.1 CLASIFICACION
 - 1.3.2 CURVAS DE SISTEMAS Y BOMBAS
 - 1.3.3 ARREGLO DE BOMBAS
 - 1.3.4 PARTES DE UNA BOMBA CENTRIFUGA
 - 1.3.5 LEYES DE AFINIDAD

II. PLATAFORMAS MARINAS

- 2.1 CLASIFICACION DE PLATAFORMAS MARINAS

III. PLATAFORMA DE REBOMBEO

- 3.1 DESCRIPCION DEL MANEJO INTEGRAL DE CRUDO
- 3.2 DESCRIPCION DE LA PLATAFORMA DE REBOMBEO
 - 3.2.1 BASES DE DISEÑO

IV. CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

- 4.1 CALCULO DE BOMBAS CENTRIFUGAS
- 4.2 PROCEDIMIENTO DE CALCULO
- 4.3 MEMORIAS DE CALCULO
- 4.4 METODOS DE SELECCION DE BOMBAS
- 4.5 SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

V. ESPECIFICACION DEL EQUIPO DE BOMBEO

- 5.1 ADQUISICION POR CONCURSO
- 5.2 ADQUISICION POR COMPRA DIRECTA
- 5.3 ESPECIFICACION DEL EQUIPO

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 6.1 RECOMENDACIONES
- 6.2 INDICES DE DISEÑO
- 6.3 CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

APENDICE A

TABLAS Y NOMOGRAMAS

APENDICE B

DIMENSIONAMIENTO DE LINEAS

APENDICE C

PROGRAMA DE CALCULO DE BOMBAS

APENDICE D

DIAGRAMAS DE TUBERIA E INSTRUMENTACION

APENDICE E

DOCUMENTOS Y CUESTIONARIOS TÍPICOS PARA SELECCIONAR EQUIPO DE BOMBEO, POR CONCURSO.

INTRODUCCION.

En la actualidad la explotación de yacimientos petrolíferos marinos representa para México la principal fuente generadora de divisas, por lo que se convierte en un aspecto muy importante para su desarrollo económico.

Paralelamente, el manejo, distribución y procesamiento de crudo, así como la tecnología necesaria que esto implica, acrecentan también su importancia, encontrándose entre tal tecnología, los sistemas de bombeo.

Los sistemas de bombeo tienen como función dar la presión suficiente al fluido para llegar a las plantas de procesamiento ubicadas en tierra, y son conocidos dentro de un complejo de plataformas marinas como *Plataformas de Rebombeo*.

Por lo tanto, el problema al cual nos enfrentamos, es el de especificar aquel equipo de bombeo que cumpla satisfactoriamente las necesidades de una plataforma marina de rebombeo con condiciones preestablecidas, para lo cual el desarrollo del presente trabajo se dividió en seis capítulos:

- *Generalidades*, en este capítulo se definen los términos de bombeo más importantes, requeridos para el cálculo de este equipo. Así como también aquellos que se refieren al flujo de fluidos, necesarios para poder entender el cálculo del sistema de bombeo.
- *Plataformas marinas*, en este capítulo se presentan las diferentes formas en que se clasifican las plataformas marinas.

- *Plataforma de rebombeo*, aquí se describe el panorama donde se engloba la plataforma marina de rebombeo en estudio, también se muestra mediante documentos pertenecientes al libro de proceso, cómo está constituida y cuales son las condiciones de operación bajo las que trabajará.
- *Cálculo y selección del equipo de bombeo*, en este capítulo se realizan los cálculos para la especificación y la selección del equipo de bombeo más adecuado, de acuerdo a la cantidad de crudo a manejar, las características de éste y las del equipo mismo principalmente.
- *Especificación del equipo de bombeo*, en este capítulo el objetivo primordial es especificar dicho equipo mediante el uso de hojas de datos, necesarias para su revisión y cotización.
- *Conclusiones y recomendaciones*, aquí se presentan una serie de recomendaciones basadas en los puntos más importantes de falla con el fin de prevenirlas, así como las conclusiones a las cuales se llegaron al realizar el presente trabajo.

Después de los capítulos mencionados, se presenta un apartado en el cual se incluyen todas las referencias bibliográficas que fueron consultadas para la realización de este trabajo.

Por último, se incluyeron cinco Apéndices, los cuales presentan documentos de apoyo útiles para la realización del cálculo del equipo de bombeo en cuestión, como lo son las tablas y nomogramas del Apéndice A y el programa de cómputo del Apéndice C. Además se adicionan los resultados arrojados por éste programa y, en el Apéndice B, los obtenidos con un programa para dimensionamiento de líneas. En el Apéndice E se presentan documentos y cuestionarios típicos para la selección de equipo de bombeo por concurso y en el Apéndice D los Diagramas de Tubería e Instrumentación (D.T.I.).

CAPITULO I. GENERALIDADES

1.1 FUNDAMENTOS DE FLUJO DE FLUIDOS.

1.1.1 PROPIEDADES FISICAS DE LOS FLUIDOS.

En el estudio de flujo de fluidos, se requiere conocer las propiedades físicas del fluido en cuestión debido a la gran importancia que tienen en la solución de problemas. A continuación se mencionan las más importantes.

VISCOSIDAD

La viscosidad es la propiedad de un fluido mediante la cual se ofrece resistencia al corte, es decir, es una medida de su oposición al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La ley de Newton de la viscosidad establece que para una rapidez de deformación angular dada, el esfuerzo cortante es proporcional a la viscosidad.

Generalmente se conoce a la viscosidad como del tipo absoluta o dinámica con el fin de diferenciarla de la viscosidad cinemática, que es el cociente de la viscosidad absoluta entre la densidad del fluido.

Las dimensiones de la viscosidad absoluta son $ML^{-1}T^{-1}$ (Masa Longitud⁻¹ Tiempo⁻¹). La unidad inglesa de la viscosidad absoluta es el slug por pie segundo (slug/pie-s) o la libra segundo por pie cuadrado (lb-s/pie²). La unidad en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pa-s) o también el newton segundo por metro cuadrado (N-s/m²). En el sistema cgs, la unidad, llamada poise (P), es igual a una dina segundo por centímetro cuadrado (dina-s/cm²) o un gramo por centímetro segundo (gr/cm-s). Una unidad muy usada también, es el centipoise (cp), el cual es un centésimo del poise.

La unidad de la viscosidad cinemática en el sistema internacional es el metro cuadrado por segundo (m^2/s). En el sistema cgs, la unidad es el stoke (St), el cual es igual a un centímetro cuadrado por segundo (cm^2/s), y el centistoke (cSt), que es un centésimo del stoke.

Cuando se especifica la viscosidad de aceites (generalmente altas, entre 50-100 cp) se utilizan las unidades denominadas Saybolt Universal (SSU) y Saybolt Furol (SSF), las cuales se relacionan de acuerdo a:

$$\text{Segundos Saybolt Universal} = 0.00226 t - 1.95/t \quad (1.1)$$

$$\text{Segundos Saybolt Furol} = 0.00224 t - 1.84/t \quad (1.2)$$

para intervalos de tiempo en segundos de $32 > t > 100$ y $25 > t > 40$, respectivamente.

DENSIDAD

La densidad de un fluido se define como su masa por unidad de volumen. Las unidades más comunes de la densidad son el kilogramo por metro cúbico (kg/m^3) o el gramo por centímetro cúbico (gr/cm^3) en el sistema internacional (SI), y la libra por pie cúbico (lb/pie^3) en el sistema inglés.

La densidad relativa o peso específico de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura, con respecto a la densidad del agua a una temperatura normalizada (generalmente $60^\circ F$). La densidad relativa es adimensional.

PREISION DE VAPOR

La presión de vapor de un líquido es la presión a la cual sus moléculas vencen las fuerzas de atracción que existen entre ellas, abandonando, por lo tanto, la superficie del mismo. Es decir, es la presión a la que un líquido se evapora, a una temperatura dada. Generalmente la presión de vapor se indica como una presión absoluta.

Cabe mencionar que las propiedades físicas de un fluido dependen de las condiciones a las cuales éste es manejado, siendo las que más influyen, la temperatura y la presión.

1.1.2 ECUACIONES FUNDAMENTALES.

ECUACION DE CONTINUIDAD

El balance de materia nos da una relación muy importante para el flujo de fluidos a través de una tubería. Dado que el fluido no puede fluir a través de las paredes del tubo, la cantidad de flujo en masa que entra al tubo, será igual a la cantidad de flujo en masa que sale del mismo. Es decir:

$$W_{entrada} = W_{salida}$$

(1.3)

De acuerdo con la figura 1.1, consideremos que el fluido entra por el área del tubo s_a y sale en donde existe una área s_b , además, que la velocidad a la entrada será v_a y a la salida v_b , así como la densidad será ρ_a a la entrada y ρ_b a la salida.

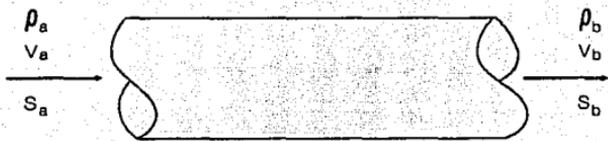


FIGURA 1.1

Sabiendo que tanto la densidad como la velocidad son constantes en la sección de flujo, entonces se tiene:

$$W = \rho v s \quad (1.4)$$

$$W_a = W_b \quad (1.5)$$

$$W = \rho_a v_a s_a = \rho_b v_b s_b \quad (1.6)$$

donde W es el flujo en masa por unidad de tiempo.

Como:

$$W = \rho v s = \text{cte} \quad (1.7)$$

y definiendo el flujo en volumen por unidad de tiempo como:

$$Q = v s \quad (1.8)$$

tenemos

$$W = \rho Q \quad (1.9)$$

La ecuación (1.9) es llamada la ecuación de continuidad o ecuación de la conservación de la materia, y es aplicable tanto para flujo compresible como para incompresible.

ECUACION GENERAL DE ENERGIA (TEOREMA DE BERNOULLI).

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de las alturas geométrica, la debida a la presión y la que es producto de la velocidad, es decir:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H \quad (\text{Sistema Métrico SM}) \quad (1.10)$$

$$Z + \frac{144 P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = H \quad (\text{Sistema Ingles SI}) \quad (1.11)$$

donde g es la aceleración de la gravedad, 9.81 m/s^2 (32.2 pies/s^2).

En la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli (1.11) por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, según se indica en el ejemplo de la figura 1.2.

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto uno al punto dos (h_L), se expresa como la pérdida de altura del fluido en metros (o pies). Considerando que se le aplica energía al fluido (W_o), por ejemplo, mediante una bomba, entonces el balance de energía puede escribirse como:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} + W_o = Z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \quad (1.12)$$

Como $\rho_1 = \rho_2$, el trabajo efectuado por la bomba será:

$$W_o = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L \quad (1.13)$$

A veces se incluye un factor de corrección en el denominador del término de velocidad (α). Sin embargo, teóricamente es 1.0 para una distribución uniforme de velocidades y tiene valores aproximados a la unidad, dependiendo del tipo de flujo que se maneja: turbulento o laminar. En la mayoría de los cálculos se toma $\alpha = 1.0$, lo que no introduce serios errores en los resultados debido a que el término de velocidad representa, por lo general, un pequeño porcentaje de la energía total.

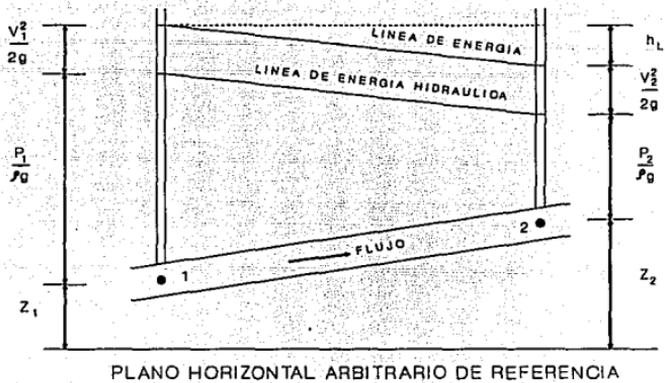


FIGURA 1.2 BALANCE DE ENERGIA EN UNA TUBERIA.

1.1.3 REGIMENES DE FLUJO DE FLUIDOS.

Osborne Reynolds realizó un experimento sencillo en el cual muestra que hay dos tipos diferentes de flujo de fluidos en tuberías. El experimento consiste en inyectar pequeñas cantidades de flujo coloreado en un líquido que circula por una tubería de cristal y observar el comportamiento de los filamentos coloreados en las diferentes zonas, después de los puntos de inyección.

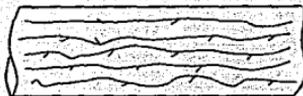
Si la descarga o la velocidad media es pequeña, las láminas de fluido coloreado se desplazan en líneas rectas, como se ve en la figura 1.3a. A medida que el caudal se incrementa, estas láminas continúan moviéndose en líneas rectas hasta que se alcanza una velocidad donde las láminas comienzan a ondularse y se rompen en forma brusca y difusa, según se ve en la figura 1.3b. Esto ocurre en la llamada velocidad crítica. A velocidades mayores que la crítica, los filamentos se dispersan de manera indeterminada a través de toda la corriente, como se indica en la figura 1.3c.

El tipo de flujo que existe a velocidades más bajas que la crítica se conoce como régimen laminar, el cual se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada. La velocidad del fluido es máxima en el eje de la tubería y disminuye rápidamente hasta anularse en la pared de la misma.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen de fluido que se presenta se conoce como turbulento. En este régimen hay un movimiento irregular e indeterminado de las partículas del fluido en direcciones transversales a la dirección principal del flujo.



(a)



(b)



(c)

FIGURA 1.3 REGIMEN DE FLUJO EN TUBERIAS

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, o sea, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la viscosidad y la densidad del fluido y de la velocidad del flujo. La combinación adimensional de estas cuatro variables se conoce como el número de Reynolds, siendo este:

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (1.14)$$

donde: D = diámetro de la tubería
V = velocidad del flujo
 ρ = densidad del fluido
 μ = viscosidad del fluido

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2,000 y turbulento si es mayor a 4,000. Entre estos dos valores está la zona denominada "crítica", donde el régimen de flujo que se presenta se conoce como de transición.

1.1.4 PERDIDAS POR FRICCIÓN.

Cuando se hace pasar fluido por una tubería, sus partículas rozarán con las paredes de la tubería, ocasionando una pérdida de presión, es decir, siempre se tendrá una pérdida de presión en la dirección del flujo.

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy, es:

$$h_L = \frac{f L v^2}{2 D g} \quad (1.15)$$

donde f es el factor de fricción y h_L esta expresada en metros o pies, dependiendo de las unidades involucradas. Aplica a una tubería recta de diámetro constante ya sea horizontal, vertical o inclinada, por la que pasa un fluido de densidad constante.

La ecuación de Darcy es aplicable tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier líquido en una tubería. Con las restricciones necesarias, la ecuación de Darcy puede utilizarse con gases y vapores (fluidos compresibles).

El factor de fricción depende del tipo de régimen de flujo que se presente en la tubería. Para condiciones de flujo laminar, el factor de fricción es función solo del número de Reynolds, mientras que para el flujo turbulento es función también del tipo de pared de la tubería. Para la zona de transición ($2000 < Re < 4000$), el factor de fricción es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más altos si el flujo es turbulento.

En el régimen de flujo laminar, el factor de fricción se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (1.16)$$

Cuando el flujo es turbulento, como ya se mencionó, el factor de fricción no solo depende del número de Reynolds, sino también de la tubería, es decir, de la rugosidad relativa de sus paredes (c/D), donde c es la rugosidad de la pared de la tubería y D es el diámetro de la misma. Existen diagramas que reportan valores del factor de fricción para flujo turbulento, como resultado de determinaciones experimentales, los más útiles y recomendables son los reportados por L.F. Moody¹, los cuales pueden ser consultados en el apéndice A, en las figuras A-1 y A-2. Debe tomarse en cuenta que los valores ahí reportados aplican para tuberías nuevas y limpias.

Aunque las gráficas de Moody son las más usadas, también se cuenta con correlaciones de tipo experimental para el cálculo del factor de fricción (f), tales como la reportada por Drew, Koo y McAdams en 1932²¹:

$$f = 0.0056 + 0.5 \text{ Re}^{-0.32} \quad (1.17)$$

la cual, tiene validez en un rango de No. de Reynolds de 3000 < Re < 3×10^6 y sólo funciona para tuberías lisas.

Otra correlación, solo que para tuberías rugosas, es la propuesta por Nikuradse²¹:

$$1/f^{1/2} = 1.74 - 2 \log_{10}(2\epsilon/D) \quad (1.18)$$

Esta ecuación es usada como la base de las gráficas del factor de fricción propuestas por Colebrook y White²¹ en 1939:

$$1/(f)^{1/2} = 1.74 - 2 \log_{10}(2 \epsilon/D + 18.7/(\text{Re } f^{1/2})) \quad (1.19)$$

Una correlación más fué propuesta por Jain²⁵ y comparada con la ecuación anterior, Jain encontró que para un rango de rugosidad relativa de entre $10^{-6} < \epsilon < 10^{-2}$ y un rango de Re de $5 \times 10^3 < \text{Re} < 10^8$, la ecuación da un margen de $\pm 1\%$ de error comparada con la de Colebrook.

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 1.14 - 2 \log \left(\epsilon/D + 21.25/\text{Re} \right) \quad (1.20)$$

No obstante que la ecuación de Darcy es muy utilizada, existe también la llamada fórmula de Fanning basada en el mismo principio que la de Darcy, ésta es:

$$h_f = \frac{2 f' \rho v^2}{g D} \quad (1.21)$$

Donde puede notarse que el factor de fricción necesariamente tendrá que ser diferente, llamándose éste, factor de fricción de Fanning y tiene una relación con el factor de fricción usado en la fórmula de Darcy de:

$$f = 4 f' \quad (1.22)$$

El cálculo de este factor se puede hacer con cualquiera de las correlaciones anteriores, de acuerdo con la ecuación (1.22). Así, para flujo laminar se tiene que:

$$f' = \frac{16}{Re} \quad (1.23)$$

Para flujo turbulento Serghides²², propuso la siguiente correlación:

$$f' = \left[A - \frac{(B-A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2} \quad (1.24)$$

$$A = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{12}{Re} \right)$$

$$B = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51 A}{Re} \right)$$

$$C = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51 B}{Re} \right)$$

Donde A, B y C son constantes que corresponden a aproximaciones a la ecuación de Colebrook y tienen como función acelerar el proceso de convergencia.

En un estudio realizado por Astudillo²⁰ se comprobó que la ecuación (1.24) ofrece una aproximación de 0.0002 de error con respecto a los resultados de la ecuación de Colebrook. Es aplicable tanto para flujo turbulento como transicional (2000 < Re < 4000) y cualquier valor de rugosidad relativa.

1.1.5 CAIDAS DE PRESION.

La caída de presión en líquidos que fluyen por una tubería, puede calcularse a partir de la fórmula de Darcy, sustituyendo el factor de fricción de acuerdo al régimen de flujo, y sabiendo que:

$$\Delta P = hL P g \quad (1.25)$$

así, se tiene que la caída de presión en 100 pies de tubería para el régimen laminar es:

$$\Delta P_{100} = 0.0668 \frac{\mu v}{d^2} \quad (1.26)$$

donde ΔP_{100} se obtiene en lb/pg²

Para el caso de régimen turbulento, se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{100} = 0.0216 \frac{f \rho Q^2}{d^5} = 0.1294 \frac{f P v^2}{d} \quad (1.27)$$

1.1.6 LONGITUD EQUIVALENTE.

Cuando se hace pasar un fluido por una tubería, de un punto dado a otro, se tienen pérdidas de presión a lo largo de ésta, generados por la fricción del fluido con las paredes de la misma y por los accesorios que contiene.

Las pérdidas de presión que ocasionan válvulas y accesorios se pueden traducir en las pérdidas de presión que resultarían de una tubería recta. Es decir, existe una longitud equivalente (L/D) en diámetros en tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el accesorio, bajo las mismas condiciones de flujo.

Experimentalmente se han determinado tales longitudes equivalentes para los accesorios más comunes, basándose en el coeficiente de resistencia K, el cual se define como la pérdida de presión debida a la velocidad para una válvula o accesorio. A su vez, dicho coeficiente está en función del factor de fricción. La obtención tanto del coeficiente de resistencia como de la longitud equivalente, se puede obtener de tablas y nomogramas como los reportados en el apéndice A, figuras A-3 y A-4.

1.2 FUNDAMENTOS DE BOMBEO.

1.2.1. DEFINICION DE TERMINOS.

CARGA O CABEZA (H)

Altura a la cual el líquido puede ser elevado por una bomba y es medida en pies de líquido.

CABEZA DIFERENCIAL TOTAL (TDH)

Este término es empleado en la descripción de la energía neta generada por la bomba centrífuga, y es definida como la cabeza diferencial de presión generada entre las boquillas de succión y de descarga de la bomba, incluyendo la cabeza velocidad diferencial entre la succión y descarga.

CABEZA VELOCIDAD (Hv)

Es el nivel de energía cinética de la unidad peso del líquido moviéndose con la velocidad:

$$H_v = \frac{v^2}{2g} \quad \text{ó} \quad H_v = \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (1.28)$$

donde: Q = flujo en pies³/seg
 A = área interna del tubo en pies²
 V = velocidad en pies/seg
 g = aceleración debida a la gravedad = 32.2 pies/seg²

CAPACIDAD O FLUJO (Q)

El volumen del líquido bombeado es referido como capacidad y es usualmente referido a una curva de funcionamiento de fabricante en galones por minuto (G.P.M.) a menos que se indique lo contrario.

CAIDA DE PRESION (ΔP)

Es definida como una medida de la diferencial de presión entre la succión y descarga de una bomba tomando en cuenta la gravedad específica del fluido de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$\Delta P = (\text{TDH} * \text{S.G.})/2.31 \quad (1.29)$$

donde: S.G. = gravedad específica del fluido a bombear referido al agua.

$$\Delta P = \text{lb/pulg}^2 \text{ (psid)}$$

CABEZA POR FRICCION (h_f)

Se refiere a la presión requerida para vencer la resistencia al paso del fluido en tubería y accesorios.

CABEZA ESTÁTICA (z)

La elevación del líquido hacia arriba o abajo de la succión de la bomba es la cabeza estática. Para bombas horizontales es usualmente medido del centro de línea de la bomba; con bombas verticales es medido en el ojo de la primera etapa del impulsor.

SUCCION LIFT (hs)

Se define como la condición que existe cuando la presión en la boquilla de succión de la bomba está abajo de la presión atmosférica.

CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE (NPSH_D)

Es definida como la presión de succión en la línea de centros del impulsor, menos la presión de vapor del líquido bombeado, expresada en pies de carga. Esta es necesaria para satisfacer los requerimientos de succión de una bomba a un flujo dado tomando en cuenta la cabeza velocidad en la boquilla de succión.

CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA (NPSH_R)

Es la cantidad absoluta de cabeza de líquido existente para bombear, por encima de la presión de vapor del fluido, que puede prevenir el deterioro de la bomba.

POTENCIA HIDRAULICA (HP)

Es la potencia teórica requerida para impartir energía al líquido bombeado. Y se define de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$HP = (Q * TDH * S.G.) / 3960 \quad (1.30)$$

donde: Q = flujo en G.P.M.

TDH = cabeza diferencial total en pies.

POTENCIA AL FRENO (BHP)

Es la potencia requerida de entrada por la flecha de la bomba, tomando en cuenta la eficiencia de la bomba:

$$\text{BHP} = (Q * \text{TDH} * \text{S.G.}) / (3960 * \eta) \quad (1.31)$$

donde: η = eficiencia de la bomba

VELOCIDAD ESPECIFICA DE SUCCION (S)

Es una relación entre la capacidad, NPSH y la velocidad. Es un término descriptivo de las características de succión de un impulsor dado.

Se define como la velocidad, en RPM, a la cual operará un impulsor para manejar una capacidad de diseño de 1 GPM a un NPSH requerido de 1 lbr-pie/lb.

Matemáticamente se expresa:

$$S = \frac{NQ^{1/2}}{\text{NPSH}_R^{3/4}} \quad (1.32)$$

Donde:

S = velocidad específica de succión

N = velocidad del impulsor, RPM

Q = capacidad (tomada a máxima eficiencia) GPM

NPSH_R = NPSH requerido (a máxima eficiencia) lbr-pie/lb.

El concepto de velocidad específica de succión es un criterio de funcionamiento de la bomba con respecto a la cavitación. La siguiente tabla muestra cómo están catalogadas las bombas de acuerdo al valor de S.

RANGO DE VELOCIDAD ESPECIFICA		
BOMBAS DE SUCCION SENCILLA	BOMBAS DE DOBLE SUCCION	CLASIFICACION
ARRIBA DE 11,000	ARRIBA DE 14,000	EXCELENTE
9,000 - 11,000	11,000 - 14,000	BUENA
7,000 - 9,000	9,000 - 11,000	PROMEDIO
5,000 - 7,000	7,000 - 9,000	POBRE
ABAJO DE 5,000	ABAJO DE 7,000	MUY POBRE

1.2.2. PRINCIPIOS DE BOMBEO.

Hay seis métodos mediante los que se puede hacer que los fluidos se desplacen por un canal o un ducto:

- 1) Por la acción de una fuerza centrífuga;
- 2) Por desplazamiento volumétrico, realizado ya sea mecánicamente o con otros fluidos;
- 3) Por impulso mecánico;
- 4) Por transferencia de cantidad de movimiento de otro fluido;
- 5) Por fuerza electromagnética; y
- 6) Por gravedad.

Todos estos, sin tomar en cuenta la naturaleza física del fluido, es decir, si es compresible o incompresible.

A continuación se describen cada uno de los seis métodos disponibles para el transporte de fluidos.

FUERZA CENTRIFUGA

La bomba o el compresor de flujo axial es un dispositivo que combina el uso de la fuerza centrífuga con el impulso mecánico para producir un aumento de presión. En este dispositivo, el fluido se desplaza aproximadamente paralelo al eje a través de una serie de paletas radiales alternativamente giratorias y estacionarias, con secciones transversales aerodinámicas. El fluido se acelera en la dirección axial mediante impulsos mecánicos de las paletas giratorias y al mismo tiempo, se establece un gradiente positivo de presión en la dirección radial, en cada una de las etapas, mediante la fuerza centrífuga. La elevación neta de presión por etapa es el resultado de esos dos efectos.

Los dispositivos centrífugos de transporte de fluidos tienen las siguientes características:

- 1) La descarga está relativamente libre de pulsaciones.
- 2) El diseño mecánico se presta a gastos elevados, lo que significa que las limitaciones de capacidad raramente constituyen un problema.
- 3) Pueden asegurar un desempeño eficiente a lo largo de un intervalo amplio de presiones y capacidades.
- 4) La presión de descarga es una función de la densidad del fluido.

DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO

La descarga de un fluido de un recipiente, mediante el desplazamiento parcial o completo de su volumen interno con un segundo fluido o por medios mecánicos, es el principio de funcionamiento de muchos dispositivos de transporte de fluidos. En este grupo se incluyen las máquinas de diafragma y de pistón de movimiento alternativo, las de engranes y las del tipo paletas giratorias.

IMPULSO MECANICO.

El principio del impulso mecánico, cuando se aplica a los fluidos, se combina por lo común con uno de los otros medios de aplicación de movimiento. Como se mencionó antes, esto es lo que ocurre en el caso de las bombas de flujo axial. Las bombas de turbina o del tipo regenerativo son otros dispositivos que funcionan parcialmente mediante impulso mecánico.

TRANSFERENCIA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO.

La aceleración de un fluido para transferir su cantidad de movimiento a otro, es un principio que se utiliza comúnmente para manejar materiales corrosivos, para el bombeo desde profundidades inaccesibles o para la evacuación. Las bombas de chorro se encuentran en esta categoría.

Se trata de dispositivos cuyo funcionamiento normal es relativamente ineficiente. En los casos en que el fluido sea aire o vapor, los costos de funcionamiento pueden ser de varias veces los de otros equipos de transporte de fluidos.

FUERZA ELECTROMAGNETICA.

Cuando el fluido es un buen conductor eléctrico, como sucede con los metales fundidos, es posible aplicar un campo electromagnético en torno al ducto del fluido, de tal modo que se genere una fuerza impulsora que provocará el flujo. Esas bombas se desarrollaron para el manejo de líquidos con transferencia calorífica.

GRAVEDAD

El fluido no requiere de ningún tipo de impulso, su desplazamiento está en función de sus propiedades debido a un cambio de altura.

1.3 EQUIPO DE BOMBEO

1.3.1 CLASIFICACION

Una bomba es un dispositivo empleado para transferencia de líquidos de un lugar a otro a través de tuberías. Esta transferencia es llevada a cabo mediante la adición de energía, la cual va acompañada por un incremento en elevación y/o presión. En el caso de las bombas centrífugas, las cuales pertenecen a la familia cinética, existe la transformación de energía cinética en energía de presión debido a la fuerza centrífuga. Dependiendo del principio empleado para la adición de dicha energía se clasifican de manera general en:

- Bombas de desplazamiento positivo.
- Bombas dinámicas.
- Bombas especiales.

CLASIFICACION DE BOMBAS

25

BOMBAS

DESPLAZAMIENTO
POSITIVO

RECIPROCANTES

DE PISTON,
EMBOLO

DE VAPOR,
DOBLE ACCION

SIMPLEX
DUPLEX

DE POTENCIA

ACCION SIMPLE
DOBLE ACCION

DIAFRAGMA

SIMPLEX
MULTIPLEX

ROTATORIAS

DE ROTOR SIMPLE

DE ALABES
DE PISTON
DE TORNILLO
DE ELEMENTOS FLEXIBLES

DE ROTOR MULTIPLE

DE ENGRANES
DE LOBULOS
DE TORNILLO
DE PISTON CIRCUNFE-
RENCIAL

DINAMICAS

CENTRIFUGAS*

PERIFERICAS

DE UN SOLO PASO
DE PASOS MULTIPLES

DE EFECTO ESPECIAL

CHORRO
ELEVACION POR GAS
DE ARIETE HIDRUALICO
ELECTROMAGNETICAS

*** BOMBAS
CENTRIFUGAS**

SEGUN LA DIRECCION DEL FLUJO	FLUJO RADIAL FLUJO AXIAL FLUJO MIXTO
SEGUN LA POSICION DEL EJE	DE EJE HORIZONTAL DE EJE VERTICAL DE EJE INCLINADO
SEGUN LA PRESION ENGENDRADA	DE BAJA PRESION DE MEDIA PRESION DE ALTA PRESION
SEGUN EL NUMERO DE FLUJOS O DE SUCCIONES	DE SIMPLE ASPIRACION O DE UN FLUJO DE DOBLE ASPIRACION O DE DOS FLUJOS
SEGUN EL NUMERO DE RODETES	DE UN PASO O UN ESCALONAMIENTO DE VARIOS PASOS O ESCALONAMIENTOS
SEGUN SU TIPO DE ACCION	VOLUTA DIFUSOR TURBINA

BOMBAS CENTRIFUGAS

Una bomba centrífuga, en su forma más simple, consiste de un impulsor que gira dentro de una caja. Transforman la energía cinética debida a la fuerza centrífuga en energía de presión. Dependiendo del tipo de acción se clasifican en:

- Bombas de Tipo Voluta. Aquí (fig. 1.4), el impulsor descarga en una caja espiral que se expande progresivamente, proporcionada en tal forma que la velocidad del líquido se reduce en forma gradual. Por este medio, parte de la energía de velocidad del líquido se convierte en presión estática.
- Bomba de Tipo Difusor. Los álabes direccionales estacionarios (Fig. 1.5) rodean al rotor o impulsor en una bomba del tipo difusor. Esos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a columna de presión.
- Bomba de Tipo Turbina. También se conocen como bombas de vórtice, periféricas y regenerativas; en este tipo se producen remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas dentro del canal anular en el que gira el impulsor. El líquido va recibiendo impulsos de energía.

Las bombas centrífugas pueden desarrollar tipos de flujo mixto y axial. Las bombas de flujo mixto desarrollan su columna parcialmente por el impulsor de los álabes sobre el líquido. El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada. Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido.

El diámetro del impulsor es el mismo en el lado de succión y en el de descarga.

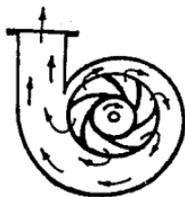


FIGURA 1.4 BOMBA TIPO VOLUTA.

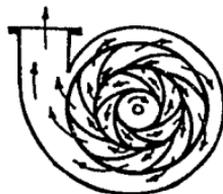


FIGURA 1.5 BOMBA TIPO DIFUSOR.

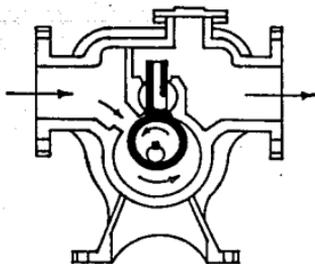


FIGURA 1.6 BOMBA ROTATORIA DE LEVA Y PISTON.

Además cada uno de los tipos anteriores pueden ser horizontales o verticales, dependiendo de la posición del eje de rotación, y de uno o varios pasos.

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Se dividen en dos clases principales:

a).- Bombas rotatorias.

En estas bombas el desplazamiento del líquido es por la rotación de uno o más elementos situados en un cuerpo estacionario (ver fig. 1.6). Aunque generalmente se les considera como bombas para líquidos viscosos, las bombas rotatorias no solo se limitan a este servicio . Pueden manejar casi cualquier líquido que esté libre de sólidos abrasivos.

Dependiendo del tipo de elemento giratorio pueden ser:

1) De Leva y Pistón. También se llaman bombas de émbolo rotatorio, y consisten de un excéntrico con un brazo ranurado en la parte superior . La rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra el cuerpo. Conforme continúa la rotación, el líquido se fuerza del cuerpo a través de la ranura a la salida de la bomba.

2) De Engranés. Estas constituyen el tipo rotatorio más simple. Conforme los dientes de los engranes se separan en el lado de succión de la bomba , el líquido llena el espacio entre ellos. Este se conduce en trayectoria circular hacia afuera y es exprimido al engranar nuevamente los dientes.

3) De Lóbulos. Estas se asemejan a las bombas del tipo de engranes en su forma de acción, tienen dos o más rotores cortados con tres, cuatro, o más lóbulos en cada rotor. Los rotores se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de engranes externos.

4) De Tornillo. Estas tienen de uno a tres tornillos roscados convenientemente que giran en un cuerpo fijo. Existe un gran número de diseños apropiados para varias aplicaciones.

5) De Aspas. Tienen una serie de aspas articuladas que se balancean conforme gira el rotor, atrapando al líquido y forzándolo en el tubo de descarga de la bomba.

b).- Bombas reciprocantes.

El desplazamiento del líquido se logra por medio del movimiento alternado de un elemento a través de un comportamiento fijo (ver fig. 1.7).

Existen básicamente dos tipos de bombas reciprocantes: las de acción directa, movidas por vapor, y las bombas de potencia.

- Bombas de Acción Directa. En este tipo, una varilla común de pistón conecta un pistón de vapor y uno de líquido o émbolo.

- Bombas de Potencia. Estas tienen un cigüeñal movido por una fuente externa, generalmente un motor eléctrico, banda o cadena.

Además se clasifican como:

1) De Pistón. Hay dos tipos ordinarios de bombas de pistón:

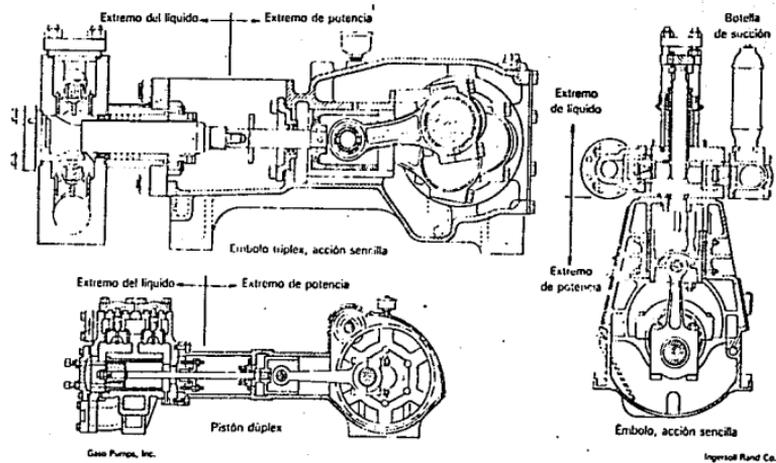


FIGURA 1.7 BOMBAS RECIPROCANTES.

- Simplex de acción doble, pueden ser de acción directa o de impulso de potencia.
- Duplex de acción doble, tienen dos cilindros de agua cuyo funcionamiento se encuentra coordinado.

2) De Embolo. Difieren de las de pistón en que tienen uno o más émbolos de diámetro constante con movimiento alternativo a través de casquillos de empaque, para desplazar el líquido de los cilindros en los que un franqueo radial es considerable.

3) De Diafragma. Funcionan de manera similar a las de pistón y émbolo. Su construcción es diferente, debido a que el miembro impulsor de movimiento alternativo es un diafragma flexible fabricado de metal, caucho o material plástico.

La tabla de la página siguiente muestra las ventajas y desventajas de las bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes.

BOMBAS ESPECIALES.

Dentro de este grupo quedan las bombas que funcionan con principios diferentes a los indicados.

1) Bombas por acción de arraste de fluido.

En este tipo de bomba se emplea como elemento de arrastre un gas comprimido o un líquido a presión.

2) Bombas de Ariete Hidráulico.

Su funcionamiento se basa en el principio del golpe de ariete.

3) Bombas electromagnéticas.

Emplean para su funcionamiento el mismo principio que los motores eléctricos, se emplean para manejar metales líquidos.

TIPO DE BOMBA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
CENTRIFUGA	<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad para control de flujo. - Construcción simple, una parte móvil. - Bajo costo, reducido espacio requerido. - Manejo de líquidos conteniendo sólidos (impulsor abierto). - Bajo mantenimiento, toleran corrosión y erosión considerable sin afectar notablemente su funcionamiento. - Operación silenciosa, flujo continuo no pulsante. - Requieren bajo NPSH. - Pueden construirse de una gran variedad de materiales, tamaños y características de operación. - Acoplamiento directo a motores de alta velocidad. - Intercambiabilidad de partes. 	<ul style="list-style-type: none"> - Limitaciones en presión, flujos y viscosidad (hasta 2000 cp). - Goteo en estoperos. - Cuando la succión de la bomba se encuentra bajo el centro de la bomba, requieren cebado al iniciar operación. - Su operación trabajando en las condiciones anteriores está sujeta a fallas frecuentes.
ROTATORIAS	<ul style="list-style-type: none"> - Bajo costo. - Poco espacio requerido. - Rango amplio de capacidades. - A velocidad constante, dan flujo constante, independientemente de la resistencia al flujo. - Autocebantes. 	<ul style="list-style-type: none"> - Limitaciones en el material de construcción. - Limitaciones en el manejo de sólidos en suspensión. - Debe protegerse con dispositivos de alivio de presión. - Eficiencias volumétricas bajas.
RECIPROCANTES	<ul style="list-style-type: none"> - Altas presiones a flujos pequeños y medios. - Alimentación de flujos controlados, la capacidad puede variarse con la velocidad o la carrera del pistón. - Cuando la parte motriz es con vapor pueden instalarse en zonas peligrosas. - Autocebantes. - Tiene larga vida. 	<ul style="list-style-type: none"> - Requieren espacios grandes. - No adecuadas para manejo de sólidos (excepto las de diafragma). - Flujo pulsante, pudiendo requerir amortiguadores. - Materiales de construcción limitados. - Más mantenimiento que las centrifugas. - El control de la capacidad es caro. - Son más caras que las centrifugas. - Necesitan dispositivos de alivio de presión.

1.3.2 CURVAS DE SISTEMAS Y BOMBAS

CURVAS CARACTERISTICAS

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (rotatorias y reciprocantes), una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante puede suministrar cualquier capacidad desde cero hasta un máximo, dependiendo de la columna, diseño y succión. Las curvas características (fig. 1.8) muestran la relación existente entre columna de bomba, capacidad, potencia y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa.

La curva de capacidad de columna, conocida como H-Q (fig. 1.9), muestra la relación entre la capacidad de columna total, y puede ser creciente, decreciente, con gran inclinación o casi horizontal, dependiendo del tipo de impulsor usado y de su diseño.

VELOCIDADES VARIABLES

Cuando una bomba se opera a varias velocidades, puede trazarse una gráfica (fig. 1.9) que muestre el comportamiento completo para una elevación de succión dada. Para formar este tipo de gráfica, las curvas H-Q se trazan para las diferentes velocidades que se consideran. Luego se sobreponen las curvas que tienen la misma eficiencia. Estas curvas de eficiencia constante, llamadas también curvas de ISOEFICIENCIA permiten encontrar la velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición columna-capacidad dentro de los límites de la gráfica.

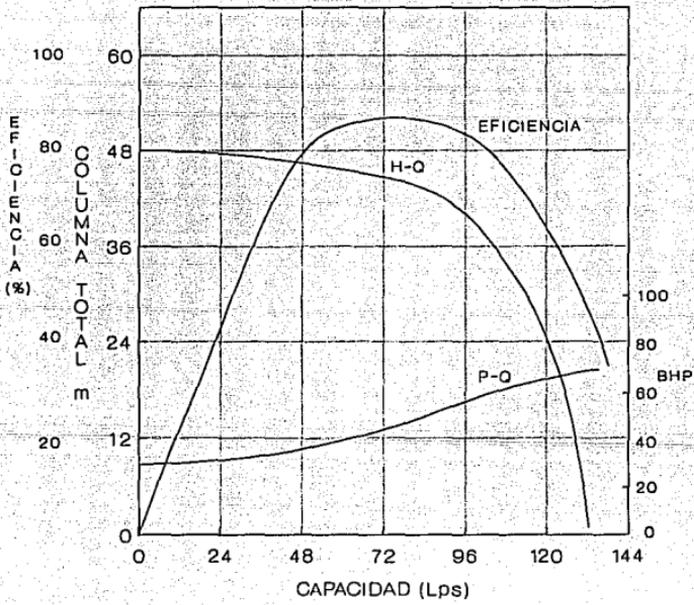


FIGURA 1.8 CURVAS CARACTERISTICAS DE UN BOMBA

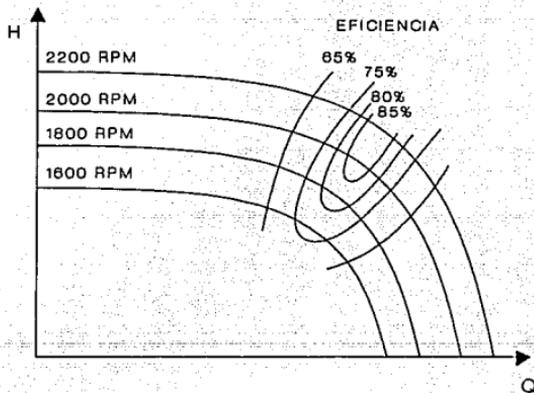


FIGURA 1.9 CURVA DE UNA BOMBA CON VELOCIDAD VARIABLE

DIAMETRO DEL IMPULSOR

El primer grupo de curvas características (fig. 1.8) muestra el comportamiento de la bomba para un diámetro de impulsor específico, generalmente el diámetro máximo. Sin embargo habitualmente pueden usarse varios diámetros en una cubierta dada. Así, puede usarse una gráfica llamada de características compuestas que da una idea completa de la columna y capacidad obtenible cuando se usa una línea determinada.

CURVAS DE COLUMNA DEL SISTEMA

Estas curvas (fig. 1.10) se obtienen combinando la curva de columna de fricción del sistema con la columna estática del sistema y las diferencias de presiones que puedan existir. Una curva de columna de fricción, es una curva de la relación entre el flujo y la fricción en los tubos, válvulas y accesorios de las líneas de succión y descarga. Puesto que la columna de fricción varía aproximadamente en forma proporcional al cuadrado del flujo, la curva es generalmente parabólica. La columna estática es la diferencia en elevación entre los niveles líquidos de la succión y la descarga.

Un ejemplo representativo de la importancia de las curvas características de las bombas lo representa la ubicación del punto óptimo de operación, el cual deberá estar situado entre los diámetros de impulsor máximo y mínimo. Siguiendo la figura 1.11, se tiene:

CASO A: Se encuentra en el punto de máximo rendimiento, pero corresponde a la línea del impulsor de máximo valor de diámetro, por lo que la capacidad de la bomba no podrá aumentarse, de exigirlo así una modificación del sistema.

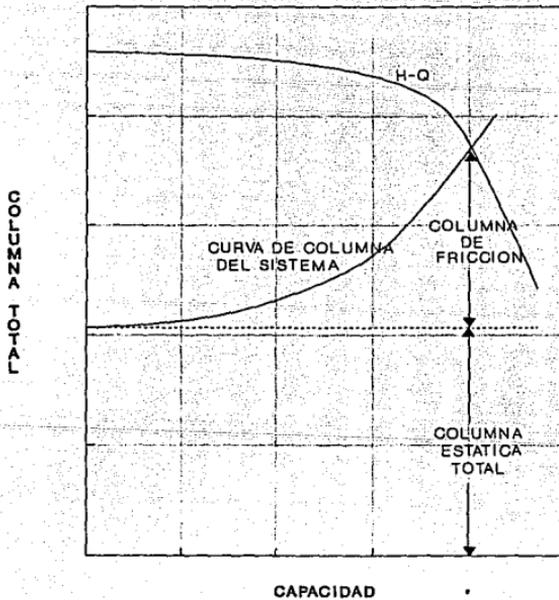


FIGURA 1.10 CURVA DE COLUMNA DEL SISTEMA

CASO B: El punto de operación se encuentra bajo la curva de diámetro mínimo de impulsor, lo que indica un claro sobredimensionamiento de la bomba y, por lo tanto, un encarecimiento tanto en el costo inicial del equipo como en el costo de operación.

CASO C: En este caso el punto está situado en un diámetro intermedio, pero el rendimiento del equipo es bajo y, por lo tanto se tiene un encarecimiento en el consumo de energía. Además de que un punto de operación situado en este lugar indica que la bomba está sobredimensionada, con el peligro de que el equipo trabaje por abajo de la capacidad mínima, existiendo el peligro de que se presente el fenómeno de cavitación.

CASO D y E: Ambos serían teóricamente correctos, pero mientras que en D al aumentar el diámetro del impulsor mejoraría el rendimiento del equipo, en E disminuiría. Además de que en E se presenta el peligro de operar bajo condiciones inestables, por lo tanto, el punto D sería el óptimo entre los casos considerados.

2.3.3 ARREGLO DE BOMBAS

Cualquier tipo de conexión o cualquier clase de bomba puede presentar problemas. Frecuentemente, cuando la demanda es excesivamente variable, pueden operarse dos o más bombas en serie o en paralelo para satisfacer la demanda alta, usando una bomba para las demandas bajas. Para especificar correctamente las bombas y juzgar su comportamiento bajo varias condiciones, debe usarse la curva de columna del sistema en unión de las curvas de comportamiento de las bombas compuestas.

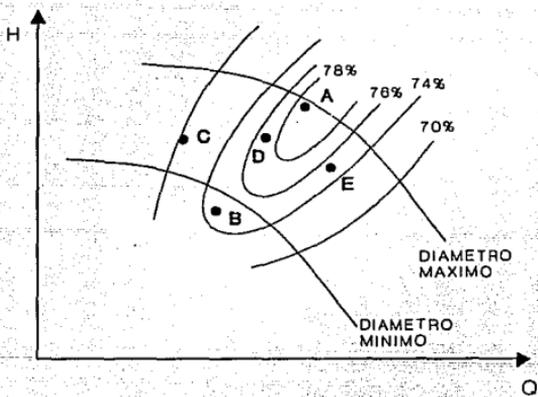


FIGURA 1.11

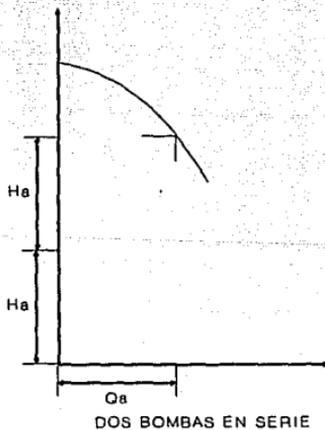
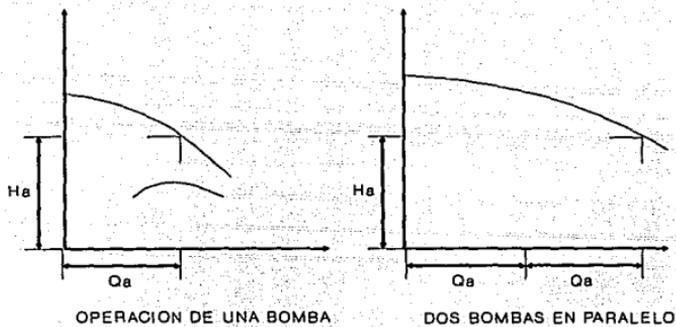


FIGURA 1.12 CURVAS DE OPERACION DE BOMBAS EN PARALELO Y SERIE.

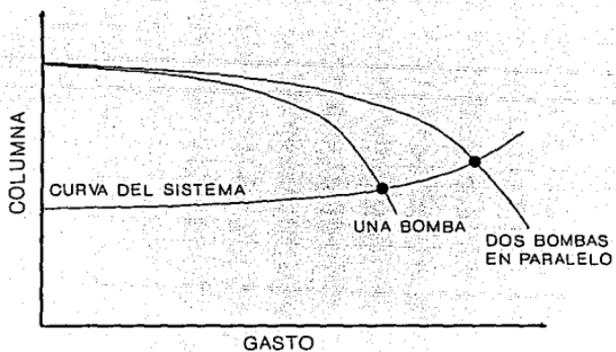


FIGURA 1.13 OPERACION DE DOS BOMBAS EN PARALELO.

Para bombas en serie (Fig 1.12) el comportamiento se obtiene agregando las columnas a la misma capacidad. Cuando las bombas operan en paralelo (Fig 1.12 y 1.13) el comportamiento se obtiene agregando las capacidades para la misma columna. El superponer la curva de columna del sistema sobre la del comportamiento de la bomba indica claramente los gastos que pueden esperarse y las columnas a que operará cada bomba.

1.3.4 PARTES DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por esta razón existe una innumerable cantidad de piezas, las cuales se han numerado de 1 a 170 por el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América.

De la lista que aparece en el libro del Instituto, se han extraído las partes más usadas, cuyos nombres se enumeran a continuación y se ilustran en la figura 1.14.

1. Carcaza.

A: Mitad superior.

B: Mitad inferior.

2. Impulsor.

4. Propela.

6. Flecha.

7. Anillo de desgaste de la carcaza.

8. Anillo de desgaste del impulsor.

9. Tapa de succión.

11. Tapa del estopero.

13. Empaque.

14. Cubreflecha.

15. Tazón de descarga.

16. Balero (interior).

17. Prensaestopas.

18. Balero (exterior).
19. Soporte de baleros.
20. Tuerca de la cubre flecha.
22. Tuerca del balero.
24. Tuerca del impulsor.
25. Anillo de desgaste de la cabeza de succión.
27. Anillo de la tapa del estopero.
29. Jaula de sello.
31. Alojamiento del balero (interior).
32. Cuña del impulsor.
33. Alojamiento del balero (exterior).
35. Cuña de la propela.
37. Tapa del balero (interior).
39. Buje del balero.
40. Deflector.
42. Cople (mitad motor).
44. Cople (mitad bomba).
46. Cuña del cople.
48. Buje del cople.
50. Tuerca del cople.
52. Perno del cople.
59. Tapa de registro.
68. Collarín de la flecha.
72. Collarín axial.
78. Espaciador de balero.
85. Tubo de protección de la flecha.
89. Sello.
91. Tazón de succión.
101. Tubo de columna.
103. Chumacera de conexión.
123. Tapa del balero.
125. Graseira de copa.
127. Tubería de sello.

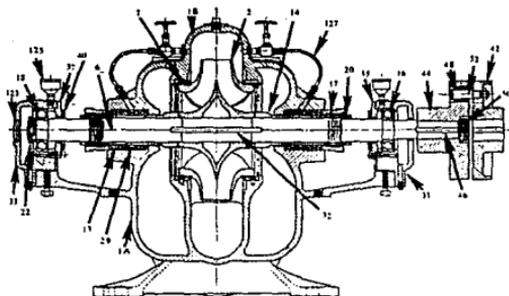


FIGURA 1.14a BOMBA CENTRIFUGA

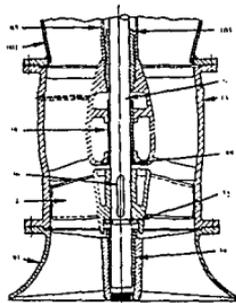


FIGURA 1.14b VASO DE BOMBA VERTICAL DE FOSO LLENO.

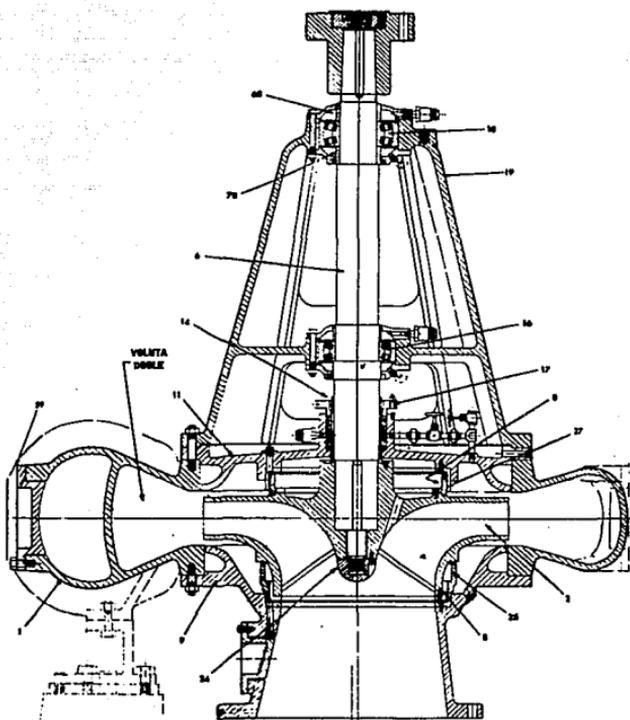


FIGURA 1.14c BOMBA DE FLECHA VERTICAL
 DE SUCCION EN EL EXTREMO
 CON CUBIERTA DE DOBLE VOLUTA.

A continuación se describen las partes más importantes de la lista anterior, así como la función que desempeñan.

IMPULSOR

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Cuando gira, le imparte velocidad al líquido como resultado de su fuerza centrífuga. El impulsor recibe al líquido en su centro (ojo) y por medio de sus álabes o venas, y de la fuerza centrífuga, lo desplaza a su periferia, incrementando con esto la velocidad del líquido.

Las clasificaciones más comunes de impulsores son: según su construcción mecánica y según su tipo de succión.

De acuerdo con su construcción mecánica, se clasifican en:

- Impulsores cerrados. Tienen paredes o platos en ambos lados para encerrar el pasaje del líquido. Ver figura 1.15a.
- Impulsores semi-abiertos. Son aquellos cuyos álabes están limitados por una pared o plato sólo en su lado posterior. Ver figura 1.15b.
- Impulsores abiertos. Son aquellos que tiene sus álabes sujetos a un mamelón central por medio de tabiques relativamente pequeños. Ver figura 1.15c.

Según el tipo de succión, los impulsores se clasifican en:

- Impulsores de succión simple. Estos impulsores tienen solamente un ojo por donde entra el líquido (solo por un lado), pudiendo ser cerrados, semi-abiertos o abiertos. En la figura 1.16a se puede apreciar un impulsor de succión simple cerrado.

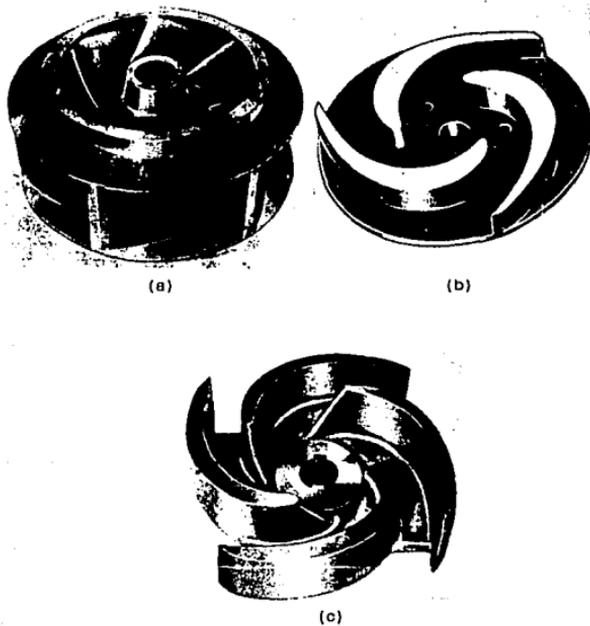


FIGURA 1.15 IMPULSORES PARA UNA BOMBA CENTRIFUGA.

- Impulsores de doble succión. Son aquellos que presentan dos ojos, donde el líquido entra por ambos lados. De hecho, son como dos impulsores de succión simple montados espalda con espalda. Ver figura 1.16b.

CARCAZA

La función de la carcaza en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor, en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante la reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Existen dos tipos básicos de carcazas para bombas centrífugas, las cuales se describen a continuación:

a) Carcaza tipo voluta.

Es llamada así por su forma de espiral. Su área se incrementa a lo largo de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcaza donde conecta con la descarga (ver figura 1.4).

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable, sobre todo si la bomba se trabaja con gastos alejados y menores al gasto del punto de máxima eficiencia.

La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, diámetro del impulsor, ancho del mismo y diseño de la misma carcaza. Cuando se quiere eliminar el problema del empuje radial que se produce en una bomba de simple voluta, se usa una bomba de doble voluta en la cual cada voluta toma la mitad del gasto y cada una de ellas tiene su garganta colocada a 180° de distancia. Esta variante sólo se usa en bombas grandes.

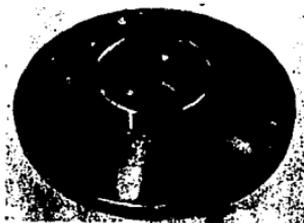


FIGURA 1.16a IMPULSOR CERRADO DE SUCCION SENCILLA



FIGURA 1.16b IMPULSOR CERRADO DE DOBLE SUCCION.

b) Carcaza tipo difusor.

Consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían al líquido de un impulsor a otro (ver fig. 1.5).

Su aplicación más importante es en las bombas de pozo profundo que son bombas de varios pasos con impulsores en serie.

ANILLOS DE DESGASTE

La función de los anillos de desgaste o anillos de sellado, es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza fija, la presencia del desgaste es casi segura. De esta manera, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o toda la carcaza, solamente se cambian los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza o en el impulsor, o en ambos.

En la figura 1.17, el sello a es una unión plana simple. La unión similar b, tiene un anillo plano montado en la carcaza de la bomba. En c, el anillo se ajusta en una ranura de la carcaza; el impulsor puede tener un anillo similar. En los diseños d, e y f, los anillos están ajustados tanto a la carcaza como al impulsor. La forma varía con la presión de descarga de la bomba, el servicio, etc.

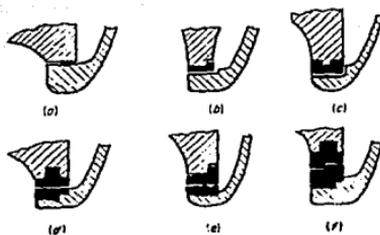


FIGURA 1.17 DISPOSICION TIPICA DE ANILLOS DE DESGASTE.

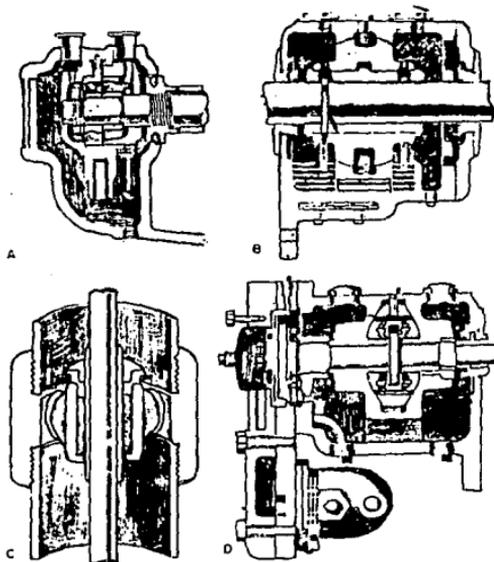


FIGURA 1.18 TIPOS DE CHUMACERAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS.

CHUMACERAS

Prácticamente todos los tipos de chumaceras existentes se han usado en las bombas centrífugas. Actualmente, las más usadas son las de balas, manguito y Kingsbury. Muchas bombas tienen más de un tipo de chumaceras para llenar diferentes tipos de requisitos. Las chumaceras de bala (figura 1.18A) pueden ser del tipo de una o dos hileras. Las chumaceras de rodillos esféricos se usan ampliamente en flechas de bombas grandes. Las chumaceras de manguito (figura 1.18B y C) pueden ser horizontales o verticales. En el último caso, el lubricante es agua. Generalmente el lubricante empleado en todos los casos es el agua. En las bombas más grandes, todavía se emplean chumaceras de empuje Kingsbury (ver figura 1.18D). El diseño se asemeja al usado en la máquina rotatoria.

FLECHA

La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor. Como la flecha es una pieza expuesta a corrosión, erosión y desgaste, ésta es hecha de un metal con suficiente resistencia para dar una vida satisfactoria.

En el caso de una bomba centrífuga horizontal, la flecha es una sola pieza a lo largo de toda la bomba.

CUBREFLECHA

Debido a que la flecha es una pieza bastante cara y en la sección del empaque o de los apoyos hay desgaste, se requiere poner una cubierta, llamada cubreflecha o camisa de la flecha, la cual tiene por objeto proteger a la flecha y ser una pieza de cambio, sobre la cual trabajan los empaques.

Se usan de diversas formas en las bombas grandes, pero en las pequeñas generalmente la cubierta se elimina con objeto de reducir las pérdidas hidráulicas y en los estoperos. Pueden existir cubiertas de flechas entre los diversos pasos de una bomba de varios impulsores. En algunas, un mamelón alargado sobre el impulsor reemplaza a la cubierta entre impulsores.

ESTOPEROS Y EMPAQUES

La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El estopero es una cavidad concéntrica con la flecha donde van los empaques. Prácticamente en todos los estoperos se tendrá que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba. Por esta razón, los empaques deben comportarse plásticamente para ajustarse debidamente y ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba.

Debido a la misma presión, se origina en la flecha una fricción bastante considerable y por lo tanto un aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse un medio de lubricación y enfriamiento. Esto se logra mediante la introducción de una pieza que no se deforma llamada *jaula de sello*, la cual tiene una forma acanalada y a la cual se le hace llegar desde la misma carcaza, o desde una fuente externa, un líquido de enfriamiento. En algunos casos, se mezclan el líquido de enfriamiento y el bombeado.

La presión de los empaques se efectúa por medio del prensaestopas, una pieza metálica que se mueve por medio de tornillos. En la figura 1.19 se pueden apreciar los elementos antes mencionados.

SELLOS MECANICOS (O DE FLECHA)

Se usan en una gran variedad cuando no se desea tener escapes alrededor de la flecha. También encuentran aplicación cuando los prensaestopas no suministran una adecuada protección contra los escapes.

Un sello mecánico consiste de dos superficies perfectamente pulidas y lubricadas que rozan entre sí. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcaza, mientras que la otra gira con la flecha. El apriete de una superficie con otra se regula por medio de un resorte.

Aún cuando no son a prueba de escapes, éstos son prácticamente nulos. El de tipo externo (figura 1.20) se usa cuando es indeseable tener líquidos sucios o de escape retenidos en el prensaestopa. El de tipo interno tiene muchas aplicaciones en líquidos volátiles.

ACCIONADORES

Probablemente se han usado en las bombas industriales toda clase de motores y fuentes de potencia, con algún tipo de transmisión de potencia, cuando es necesario. Actualmente las bombas están movidas por motores eléctricos. Pero también se usan turbinas de vapor, de gas e hidráulicas y motores de gasolina, diesel y gas. Hay otras fuentes de potencia con popularidad relativamente limitada como motores de aire, turbinas de expansión de aire y otros, pero su operación está confinada generalmente a ciertas aplicaciones especializadas.

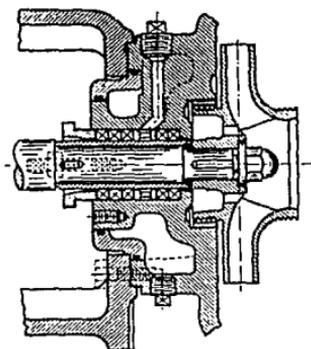


FIGURA 1.19 JAULA DE SELLO.

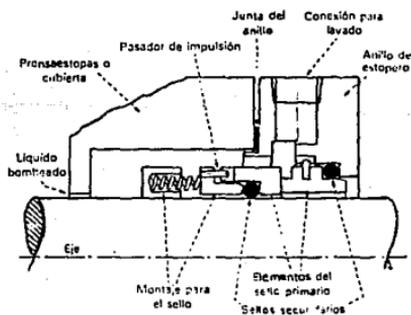


FIGURA 1.20 COMPONENTES BÁSICOS DE UN SELLO MECÁNICO.

Para casos estacionarios, el medio más común para mover bombas son los motores de corriente alterna; cuando existe alguna razón para no usar estos últimos se usan de corriente continua. El motor de corriente continua es muy popular en servicio marino en toda clase de embarcaciones.

Existen numerosas instalaciones en las que las turbinas de vapor ofrecen un control de velocidad simple, así como la posibilidad de mejorar el balance del valor de la planta con el uso del vapor de salida, o bien descargando a calentadores de algún tipo. Las plantas de fuerza, refinerías, procesos químicos y estaciones de bombeo en líneas de tuberías son ejemplos de plantas que usan turbinas de vapor para mover bombas. El tipo más común de bomba movida por turbina de vapor es la centrífuga, pero ocasionalmente se encuentran también rotatorias y reciprocantes.

En recientes estudios efectuados en establecimientos industriales y de servicio en los Estados Unidos muestran que alrededor del 86 por ciento de las bombas centrífugas en uso, 44 por ciento de las bombas reciprocantes, 96 por ciento de las bombas rotatorias y 95 por ciento de las bombas de pozo profundo; están movidas por motor. Las máquinas de vapor, turbinas y motores de combustión interna mueven alrededor del 13 por ciento de las centrífugas. El vapor domina en las unidades reciprocantes de mayor tamaño, moviendo casi la mitad de las que hay en uso. Aún cuando las máquinas de combustión interna rara vez pueden mejorar a un motor eléctrico desde el punto de vista puramente económico, son sumamente importantes para numerosos tipos de instalaciones diferentes. Probablemente el uso más común se encuentra en áreas aisladas en que no se tiene electricidad. Pero las máquinas de combustión interna también son muy importantes para unidades portátiles de bombeo, grupos de emergencia, algunos tipos de estaciones de bombeo y pozos petroleros.

1.3.5 LEYES DE AFINIDAD

Son relaciones matemáticas que permiten predecir el funcionamiento de una bomba a partir de condiciones dadas de operación de una bomba homóloga variando la velocidad y el diámetro del impulsor.

Se emplea cuando no se dispone de información del proveedor de equipo.

Bombas homólogas son aquellas geoméricamente similares ya que sus dimensiones internas guardan la misma relación.

En el desarrollo que se da a continuación se indican las condiciones conocidas de operación con el sub-índice 1 y las deseadas con el sub-índice 2.

1) Variaciones de velocidad con el diámetro del impulsor constante. Para este caso se tiene:

$$1.1) \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} ; Q = \text{gasto, GPM, } N = \text{RPM} \quad (1.33)$$

Esta relación es válida para bombas centrífugas de turbina y desplazamiento positivo.

$$1.2) \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 ; H = \text{carga total} \quad (1.34)$$

Se aplica a bombas centrífugas y de turbina.

$$1.3) \quad \frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (1.35)$$

La relación anterior se aplica a bombas centrífugas y de turbina.

Estas leyes dan resultados bastante exactos comparados con los valores obtenidos de pruebas de laboratorio. El grado de exactitud depende de:

- Eficiencia, que puede variar muy poco.
- Relación de velocidades. La exactitud disminuye para $N_1/N_2 > 1.5-2.0$.

2) Variación del diámetro del impulsor a velocidad constante.

$$2.1) \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} ; D = \text{diámetro del impulsor} \quad (1.36)$$

$$2.2) \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (1.37)$$

$$2.3) \frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (1.38)$$

Estas relaciones son válidas para bombas de flujo radial y dan resultados menos exactos que las del punto 1. Es recomendable consultar al fabricante de la bomba antes de proceder a un cambio de diámetro del impulsor.

3) Variación de la velocidad de la bombas y del diámetro del impulsor.

$$3.1) \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \frac{N_1}{N_2} \quad (1.39)$$

$$3.2) \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (1.40)$$

$$3.3) \frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (1.41)$$

Estas ecuaciones son válidas sólo para cambios pequeños en diámetro del impulsor, al aplicar cualquier ley de afinidad es importante considerar el efecto del NPSH.

CAPITULO II PLATAFORMAS MARINAS

La necesidad absoluta de la mayoría de las naciones de resolver de la mejor manera posible el problema energético, ha traído como consecuencia que se promuevan los estudios tecnológicos sobre la explotación de yacimientos submarinos de petróleo. Estas condiciones, han favorecido a la costeabilidad de la inversión económica necesaria en este tipo de trabajos.

Un yacimiento marino es un depósito natural de material mineral fósil que puede ser explotado como fuente de materias primas, localizado fuera del territorio continental.

La explotación marina se desarrolla básicamente con el uso de estructuras especiales capaces de soportar todo el equipo necesario de perforación y producción para extraer crudo y gas de las capas inferiores del fondo oceánico. Estas estructuras son comúnmente conocidas como *plataformas marinas*. El estudio, desarrollo y construcción de éstas ha sido fuertemente impulsado en los últimos años, integrando todas las actividades y áreas donde el ingeniero participa plena y contundentemente. Actualmente, más del 20% de la extracción mundial de crudo, proviene del mar; el porcentaje es aún más elevado en lo que se refiere a gas natural. La explotación marina necesariamente se convertirá en una de las fuentes más importantes de energéticos del futuro inmediato, por lo que las plataformas marinas serán de vital importancia para todos aquellos países que les sea posible este tipo de explotación.

Un ejemplo importante de este tipo de explotación, específicamente para México, lo representa la plataforma continental que rodea a la Península de Yucatán y particularmente el Golfo de Campeche, produciendo 1.9 millones de barriles por día de petróleo y 700 millones de pies cúbicos de gas por día¹¹.

En general dentro del país la producción petrolera por medio de las plataformas marinas para el año de 1982 representó un 60% de la producción total, notándose así la gran importancia de este tipo de explotación.

CLASIFICACION DE PLATAFORMAS MARINAS

La selección del tipo de plataforma está determinada por la función de la misma, de las características ambientales, el tipo de suelo, etc., instalándose a diferentes profundidades del mar.

Así, los sistemas marinos de explotación de los yacimientos localizados fuera de la costa, presentan una variedad de diseños; los hay de estructura metálica, de concreto o mixtos.

Debido a la extensa variedad de modelos existentes, las plataformas marinas se clasifican en base a diferentes criterios tales como: el material de construcción, su posición y de acuerdo a su servicio.

a) CLASIFICACION DE ACUERDO AL MATERIAL.

Es la clasificación más simple para definir una plataforma. Actualmente se construyen de *concreto*, de estructura metálica (tipo *jacket*), o bien de una combinación de ambos materiales.

b) DE ACUERDO A SU POSICION

La American Bureau of Shipping (A.B.S.) clasifica a las plataformas de acuerdo a su posición: *sumergibles fijas*, *autoelevadizas* y *flotantes*.

Las plataformas *sumergibles fijas* quedan instaladas en el lugar donde se lleva a cabo la explotación del hidrocarburo por lo menos durante la vida productiva del pozo.

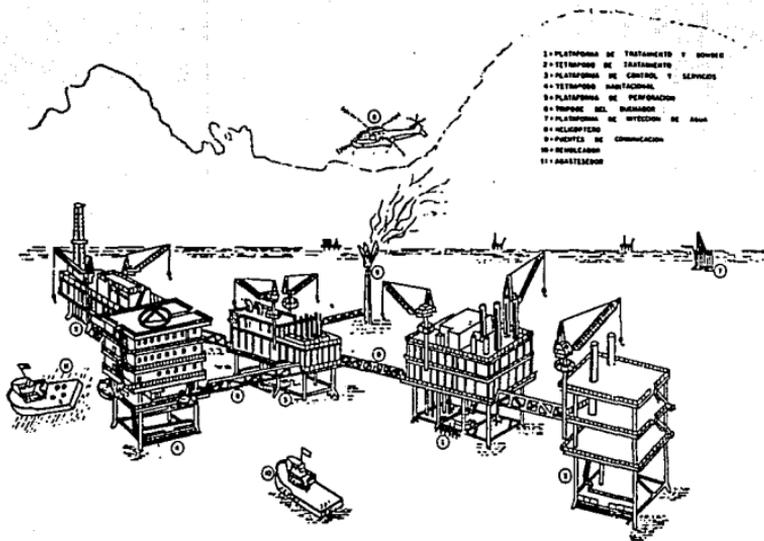


FIGURA 2.1 CONSTITUCION TIPICA DE UN COMPLEJO DE PLATAFORMAS MARINAS TIPO "JACKET".

Actualmente se construyen de concreto, de estructura tipo *jacket*. La selección de cualquiera de los dos tipos depende de la cantidad de equipo que se desee instalar, de los servicios que pueda prestar, de las características del suelo y de la profundidad del tirante marino (tipo *jacket* hasta 100 m, concreto hasta 160 m.).

Las partes principales de una plataforma fija de acero son:

- 1) Superestructura.- Es la parte que emerge del agua.
- 2) Elemento superior.- Denominado cubierta del sótano y cubierta principal o ''deck''.
- 3) Subestructura.- O sección inferior de la plataforma.

Una plataforma de concreto, al igual que la de estructura de acero, se conforma esencialmente de tres partes:

- 1) Pedestal de estructura celular.- Es la cimentación de la plataforma, la cual transmite los esfuerzos que le son aplicados al suelo. Las celdas desempeñan el papel de flotador, permitiendo ser transportadas verticalmente y además se utilizan para almacenamiento del hidrocarburo extraído o de varios servicios auxiliares.
- 2) Estructura vertical.- Proporciona el soporte de la cubierta, sobre el cual se colocarán los equipos. Permite el acceso del personal, tubería o bien al equipo de perforación.
- 3) Cubierta de concreto.- Su objetivo es recibir el equipo de explotación, sondeo, producción, tratamiento, habitacional, etc.

El 95% de las *plataformas autoelevadizas* están destinadas únicamente para trabajos de perforación de pozos exploratorios. Por la peculiaridad que presentan estas plataformas en su diseño, no se pueden considerar ni como plataformas fijas, ni como plataformas flotantes.

No se les puede considerar como flotantes, porque cuando se encuentran operando dejan de ser unidades flotantes para convertirse temporalmente en fijas.

Las *plataformas autoelevadizas* reúnen las ventajas que ofrece una plataforma fija, al efectuar las operaciones de perforación sin afectar el movimiento originado por el mar, también las ventajas que ofrece una barcaza de perforación al moverse de un lugar a otro, sin pérdidas apreciables de tiempo.

Según los diseños convencionales que actualmente se tienen, las *plataformas autoelevadizas* pueden agruparse en dos categorías:

- 1) Unidades soportadas en una base común. Estas plataformas descansan en una base común, son diseñadas para trabajar en zonas relativamente parejas, se utilizan para pequeños tirantes marinos entre 5 y 10 m.
- 2) Unidades con patas independientes. Son sistemas electro-hidráulicos, accionando las patas con solo oprimir botones, accionando simultáneamente o independientemente. El movimiento se controla mediante potentes engranajes reductores, accionados por motor eléctrico.

La penetración en el lecho marino oscila entre 40 y 50 m.

Las plataformas flotantes se pueden dividir por su diseño y su forma de operar en dos grupos:

- 1) Semisumergibles. Se diseñan para la perforación de pozos y posteriormente para la producción, cuando las operaciones son difíciles, sobre todo cuando la profundidad del tirante marino es grande, y existen severas condiciones de mar y viento.

Tienen mayor estabilidad, principalmente contra movimientos de balanceo, ofreciendo mayor seguridad.

- 2) Barcazas. se emplean para instalar el equipo de perforación sónica. Estas unidades tienen las desventajas de requerir equipo especial como compensadores de movimiento vertical, compensadores de balanceo, sistemas especiales de anclaje, etc., que incrementan el costo de operación.

c) CLASIFICACION DE ACUERDO AL SERVICIO.

En el proceso de explotación de un yacimiento marino se encuentran involucradas diferentes actividades relacionadas unas con otras, las cuales deben realizarse siguiendo un orden lógico. Para realizar cada una de estas actividades, existen diferentes plataformas.

Cada plataforma puede estar armada una encima de otra o bien armándose una al lado de otra y uniéndose entre sí por puentes.

Es importante notar que lo que comúnmente se conoce como plataforma marina, en realidad es un conjunto de diferentes tipos de éstas con funciones distintas cada una. A este tipo de plataforma se le conoce como *plataforma integral*.

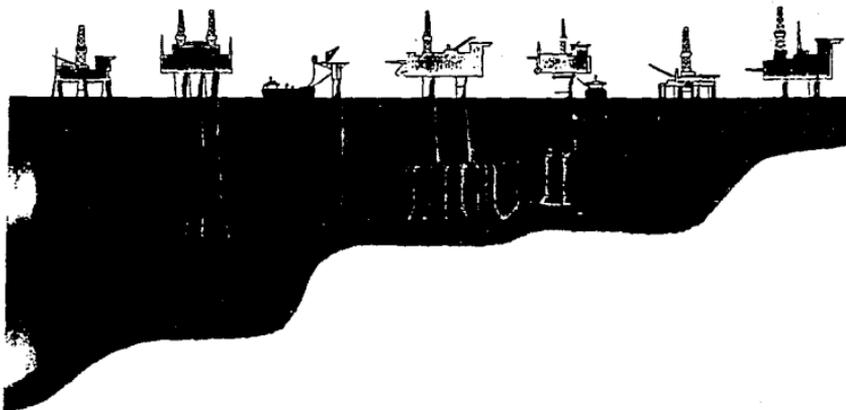


FIGURA 2.2 ALGUNOS TIPOS DE PLATAFORMAS MARINAS.
(DE ACUERDO A SU POSICION)

Cuando las distintas plataformas se encuentran en disposición horizontal, unas al lado de otras y unidas por puentes, se dice que están formando un *complejo de plataformas*.

Las plataformas marinas de acuerdo a su función, se clasifican en:

- Plataforma de Perforación.
- Plataforma de Producción.
- Plataforma de Enlace.
- Plataforma Habitacional.
- Plataforma de Rebombéo.
- Plataforma de Almacenamiento.
- Plataforma de Separación y Quemador.
- Plataforma de Compresión de gas.
- Plataformas diversas.

Los aspectos más importantes de éstas son:

Plataformas de perforación. Estas plataformas son construídas primeramente para colocar la tubería que va a soportar el pozo. Las plataformas de perforación llevan varios paquetes en sí. Uno de ellos es el de la torre de perforación, parecida a la utilizada en tierra. También la plataforma de perforación debe contener los paquetes de motores para subir y bajar el equipo de perforación, los contenedores de combustible para accionar los motores, entre otras cosas.

Las plataformas de perforación también se utilizan para soportar el cabezal que ayudará a soportar la plataforma de producción.

Debido a que en ocasiones el área cubierta por los yacimientos de crudo abarca cientos de kilómetros cuadrados, es necesario explotarlos en forma relacionada, uniforme y sistemática. Para lograrlo, es necesario muchas veces tener sobre un mismo depósito de petróleo, varias plataformas de perforación instaladas y operando. Cabe hacer notar que en promedio, una plataforma marina es capaz de perforar y explotar alrededor de doce pozos.

Una vez alcanzada la perforación del proyecto, se retiran los equipos de perforación de la plataforma. La plataforma ahora servirá como protección a los diferentes pozos que se hayan excavado. La plataforma se equipará con válvulas especiales llamadas de árbol de navidad, permitiendo el control de la presión y dirección del flujo que se vaya sacando.

También se instalará un colector de flujo para conducir el crudo a la plataforma de producción.

Plataforma de producción. Estas plataformas contienen compresores, tanques de almacenamiento, equipo de tratamiento y otros equipos anexos al proceso.

Una plataforma de producción o tratamiento es básicamente utilizada para la separación de la mezcla de aceite-agua-gas que fluye a la superficie. Se separan con el fin de distribuir éstos para su comercialización o refinación con el menor de los riesgos, así como el cuidado de las instalaciones.

Los procesos de tratamiento de una plataforma de producción varían generalmente por lo que se va hacer con el gas natural obtenido, y la forma en que se distribuirá el crudo, ya sea por medio de buques tanque o bombeada a la superficie terrestre por medio de tubería.

Las plataformas cuentan con equipos de separación de tres fases (gas-agua-petróleo). Tomando en cuenta las características del crudo extraído, en ocasiones se instala un segundo separador. La separación de los tres elementos generalmente se hace por medio de flasheo del flujo. Es común también inyectar aditivos al crudo extraído para facilitar su manejo y separación tales como antiespumantes o inhibidores de corrosión.

El gas natural obtenido puede ser enviado por compresores y tuberías a una plataforma de compresión o a quemadores. Parte del gas se toma para deshidratarlo, endulzarlo (proceso de eliminación del ácido sulfhídrico) y usarlo como combustible de los turbogeneradores y turbobombas de las plataformas del complejo.

Otra utilización adicional del gas adquirido, es el de reintroducirlo por medio de pozos de inyección con el fin de volver la presión perdida al yacimiento y que el crudo siga subiendo con facilidad a la superficie.

La cantidad de equipos necesarios en una plataforma como la que se está analizando es muy difícil de definir en una manera general, ya que los dispositivos requeridos para cada proceso de tratamiento particular pueden variar.

Plataformas de enlace. Las plataformas de enlace como su nombre lo indica sirven como medios de unión entre las plataformas de perforación y producción. Estas plataformas se utilizan para la recolección de la mezcla de crudo-gas-agua proveniente de la plataforma de perforación y su distribución adecuada a las plataformas de producción para que ésta sea tratada según el caso.

Una vez separada la mezcla en la plataforma de producción, regresan las diferentes fases a la plataforma de enlace para que sean correctamente distribuidas.

Otra función importante de este tipo de plataformas es la de unir la tubería que recolecta el crudo ya previamente separado, con los oleoductos submarinos que lo conducen a la costa. Las plataformas de este tipo son equipadas con los cabezales de recepción y envío de aceite crudo y gas.

A bordo de estas plataformas, se cuenta con instalaciones para lanzar y recibir tapones conocidos como 'diablos' utilizados para el mantenimiento de las líneas de transporte de fluido.

Plataforma habitacional. Son plataformas diseñadas para que todo el personal que trabaja en las diferentes plataformas goce de todas las facilidades para satisfacer sus necesidades tanto de vivienda como fisiológicas y de recreación. Para plataformas integrales (self-contained platforms), generalmente localizadas en aguas profundas, la plataforma habitacional también se encuentra en forma integral con las demás plataformas. Esto generalmente se debe a razones económicas. El paquete habitacional se monta en la parte superior, directamente sobre los módulos de perforación y producción.

En aguas no tan profundas (menores de 100 metros), la plataforma habitacional es separada de las plataformas de perforación y producción por motivos de seguridad para la tripulación. Generalmente se construye la plataforma de vivienda lo más separado que sea posible, pero siempre que se pueda mantener la comunicación de ésta con las de perforación y producción por medio de un puente (catwalk).

Plataforma de rebombeo. Son plataformas instaladas en puntos intermedios de las líneas de transporte de crudo. Su función es la de restablecer la presión necesaria al flujo, a medida que la distancia recorrida aumenta, para que éste mantenga la velocidad y presión calculadas.

Este tipo de plataforma es considerada como una plataforma auxiliar, ya que su función queda ya fuera de la etapa en sí de explotación, aunque no por esto su función deja de ser esencial para completar el proceso de extracción petrolera fuera de costa.

Este tipo de plataforma, se encuentra equipada con diferentes tipos de bombas, motores para accionar las bombas y generadores para producir la energía eléctrica en esta fase.

El número de bombas puede variar, generalmente es de ocho o más turbobombas. Los motores por lo regular son motores de combustión interna y se utiliza uno por cada bomba. La capacidad de los generadores varía según los requerimientos particulares.

En ocasiones es posible utilizar turbinas de gas para accionar las bombas, tal es el caso de las plataformas ubicadas en la Sonda de Campeche donde se dispone en cada una de ellas de 8 turbinas de gas para accionar las bombas y 3 generadores con una capacidad de 550 KWA.

Plataformas de almacenamiento. Debido al volumen tan grande de combustible diesel requerido para la alimentación de los motores de combustión interna utilizados en la explotación de yacimientos marinos, generalmente se construyen plataformas especiales para contenerlo.

El peso del combustible llega a ser lo suficientemente considerable para que la construcción de otra plataforma anexa sea costosa. Generalmente se construye este tipo de plataformas anexas a la plataforma de rebombeo.

Estas plataformas están formadas por tanques de almacenamiento. Lo más común es encontrar 5 tanques por plataforma, aunque por supuesto este dato llega a variar según el número de motores a los que se asigne cada una de estas plataformas. El volumen promedio de almacenamiento por plataforma es 2.5 millones de litros de diesel.

Plataformas de separación y quemadores. En ocasiones el gas obtenido de los procesos de explotación de yacimientos marinos se decide no comercializarse. Una de las razones para ello, basada en estudios de planeación y posteriormente en muestreos, es que los volúmenes de gas natural producidos por el pozo no son lo bastante grandes para hacer que las instalaciones de tubería y anexos necesarios para su procesamiento sean costeables.

Cuando no existe infraestructura para el tratamiento del gas obtenido, éste debe ser rápidamente eliminado, para evitar la posibilidad de accidentes (explosiones). La eliminación del gas se realiza mediante quemadores. Los quemadores generalmente se localizan en plataformas lo más separadas posible de las plataformas de perforación y producción por razones obvias de seguridad.

Cuando se tienen plataformas integrales, los quemadores se construyen sobre la subestructura de éstas. En estos casos, la altura de los quemadores se ve considerablemente incrementada por seguridad.

Plataformas de compresión de gas. Estas plataformas tienen la función de alojar el equipo necesario en la compresión de gas para que éste sea enviado a las plataformas de enlace y sea transportado.

Las plataformas de compresión están constituidas por módulos de compresión (por lo general alrededor de cuatro). La capacidad de los módulos puede variar, pero en promedio es de 90 millones de pies cúbicos por turno de 24 horas.

En plataformas como éstas, también es donde se encuentra el equipo endulzador de gas, necesario para cuando se requiere la utilización de parte del gas explotado para la alimentación de los equipos de generación y compresión, los cuales en estos casos cuentan con motores tipo turbina.

Para endulzar el gas amargo, se debe eliminar el ácido sulfhídrico que contiene el gas natural obtenido.

Este proceso se lleva a cabo mediante deshidratadoras y endulzadoras (el número de éstas depende de los volúmenes de gas manejados).

Estas plataformas también cuentan con la posibilidad de desviar el gas a la plataforma o torre de quemadores, cuando los volúmenes que recibe son mayores a aquellos para los que fué diseñada.

Plataformas diversas. Dentro de este tipo de plataformas se clasifican todas las instalaciones que se puedan o se deban colocar adicionalmente en complejo de explotación. Entre éstas se encuentran por ejemplo las plataformas estabilizadoras, que se encargan de separar el gas que proviene de las plataformas de compresión, así como algunos metales pesados que desprende el crudo debido al enfriamiento que sufre éste al ser conducido por la tubería marina. En este grupo también entrarían las plataformas de inyección de agua, utilizadas para reinyectar el agua a los pozos que necesitan mayor presión para arrojar el crudo a la superficie.

Un ejemplo visible de un complejo de explotación marina es la Sonda de Campeche antes mencionada, donde un proceso dinámico ha permitido la instalación de 72 plataformas fijas, de las cuales:

- 43 son de perforación,
- 12 de producción,
- 6 de enlace,
- 6 habitacionales,
- 2 de rebombado y
- 3 de compresión de gas.

Produciendo este complejo el 95% del crudo total explotado en yacimientos marinos.

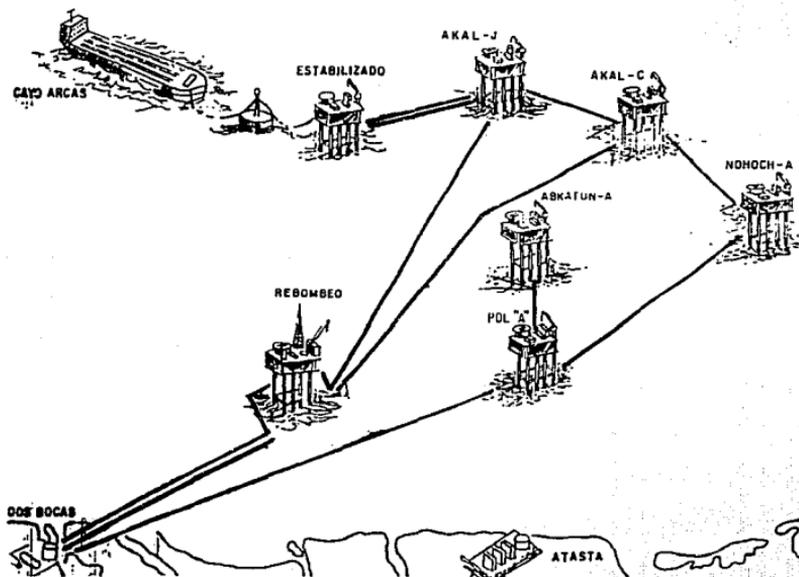


FIGURA 2.3 PARTE DEL COMPLEJO MARINO DE LA
"SONDA DE CAMPECHE".

CAPITULO III. PLATAFORMA DE REBOMBEO.

En este capítulo se presentan las características principales de la Plataforma Marina de Rebombeco en consideración, tales como el proceso empleado, el equipo involucrado, características del fluido de proceso, los servicios auxiliares requeridos, etc. Para tal caso fué necesario describir el manejo del crudo, presentar las Bases de Diseño y el Diagrama de Flujo de Proceso (DFP).

3.1 DESCRIPCION DE LA PLATAFORMA MARINA DE REBOMBEO

Como ya se mencionó, la función de una plataforma marina de Rebombeco es proporcionarle al crudo que recibe, la potencia necesaria para transportarlo a tierra.

La plataforma de Rebombeco a considerarse en el presente trabajo, recibe el crudo estabilizado proveniente de tres plataformas de producción A, B y C (figura 3.1).

La plataforma A envía el crudo por medio de un oleoducto de 20 Km de longitud y 20 pulgadas de diámetro, manejando un flujo normal de crudo pesado de 200 MBPD. La plataforma B envía 180 MBPD de crudo pesado por medio de una línea de 22 Km de longitud y 18 pulgadas de diámetro. Por último, La plataforma C maneja 170 MBPD de crudo pesado por medio de un oleoducto de 20 Km de longitud y un diámetro de 18 pulgadas.

El crudo proveniente de las plataformas de producción se recibe en la plataforma de Rebombeco en un cabezal, el cual lo envía a su vez a un tanque de balance. El crudo es entonces succionado por las bombas y enviado a tierra para su almacenamiento y posterior distribución, por medio de una línea de 24 pulgadas y 20 Km de longitud. Cabe mencionar que el crudo

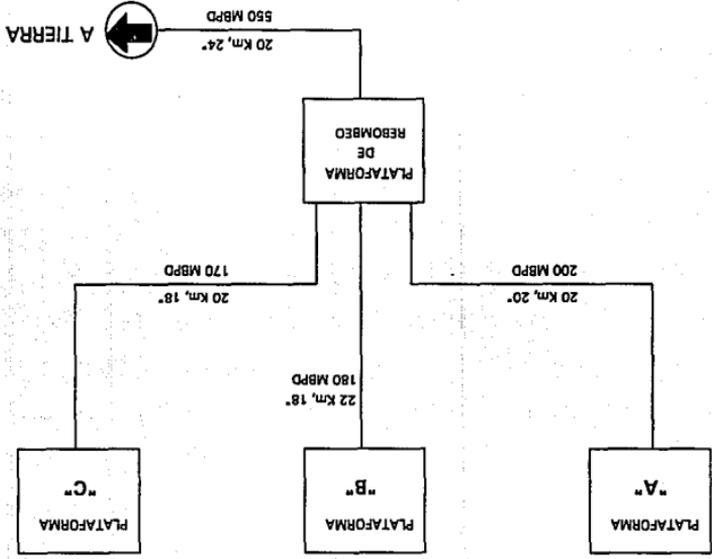


FIGURA 3.1 DESCRIPCION DEL COMPLEJO MARINO EN ESTUDIO.

que manejan las tres plataformas de producción es del tipo pesado, de la misma composición y a las mismas condiciones de operación.

La tubería empleada (ver Apéndice A) para el manejo de crudo es la misma tanto en su transporte de las plataformas periféricas a la de rebombeo, como de ésta a distribución en tierra, teniendo las siguientes especificaciones:

Material de la tubería	acero al carbón
Rango	600 RF
Tolerancia a la corrosión	0.125 pulg.
Temperatura máxima de operación	185°C
Presión máxima de operación	1500 psig
Código de diseño	ANSI B 31.3

La plataforma de Rebombeo, como cualquier otra plataforma o planta industrial, requiere de servicios auxiliares; es decir, de aquellos fluidos generados o dispositivos instalados dentro o fuera de límites de batería de la plataforma, aplicados al proceso, para su adecuada operación de arranque, normal y de emergencia.

Los servicios auxiliares que se requieren en el proceso de la plataforma de Rebombeo en consideración y el servicio que prestan son:

Servicio Auxiliar	Función
- Aire de instrumentos	Medición y control de variables de proceso.
- Aire de planta	Presurización del sistema de agua contraincendio y limpieza de equipo
- Agua contraincendio	Control del fuego para evitar riesgos.
- Agua potable	Uso personal.
- Agua de servicios	Limpieza de equipo.

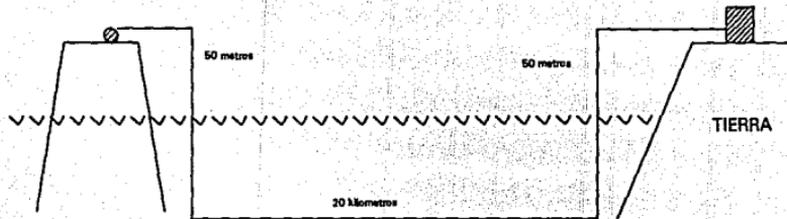
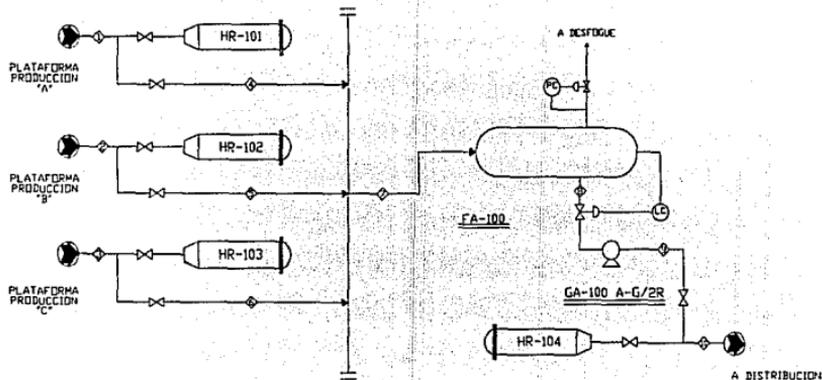


FIGURA 3.2 DIAGRAMA ESQUEMATICO PRELIMINAR DEL ARREGLO DE LA TUBERIA DE LA PLATAFORMA DE REBOMBEO HACIA TIERRA

LISTA DE EQUIPO

CLAVE	SERVICIO	CARACTERISTICAS
HR-101	RECIPIOR DE DIABLOS DE PLATAFORMA 'A'.	20"x24"
HR-102	RECIPIOR DE DIABLOS DE PLATAFORMA 'B'.	18"x20"
HR-103	RECIPIOR DE DIABLOS DE PLATAFORMA 'C'.	18"x20"
HR-104	LANZADOR DE DIABLOS A TIERRA	24"x30"
FA-100	TANQUE DE BALANCE.	L = 150m D = 50"
GA-100 A-G/2R	BOMBAS DE CRUDO	DP = 978 PSI D = 2291.6 GPM



UN.A.M ENEP "ZARAGOZA"

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO
PLATAFORMA DE BOMBEO

TESIS PROFESIONAL

FIG. 33

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

- Energía eléctrica Aluminado e instrumentos.
- Gas combustible Accionamiento de la turbina.
- Almacenamiento de agua potable.

No todos los servicios auxiliares serán generados dentro de los límites de batería de la plataforma de Rebombeo, por lo que se dice que ésta no será autosuficiente. Los sistemas de generación de tales servicios auxiliares serán los típicos¹⁷.

Como se pudo notar del listado de servicios auxiliares, los accionadores de las bombas serán turbinas de gas dado que se cuenta con gas y diesel combustible de los complejos que rodean a la plataforma.

Por último, la estructura de la plataforma de Rebombeo será del tipo octápodo, es decir, de ocho patas. La razón por la cual se propone esta estructura es debido a que es la más común para plataformas marinas. El número de niveles y el área de cada uno será determinado por el área de los equipos involucrados, la cual se fijará cuando se haya seleccionado el equipo de bombeo.

3.2 BASES DE DISEÑO.

1.0 GENERALIDADES

1.1 Función de la Planta.

La plataforma de rebombeo se diseñará para proporcionarle al crudo proveniente de las plataformas periféricas de producción A, B y C, la potencia necesaria para transportarlo a tierra.

1.2 Tipo de Proceso.

El proceso consistirá en el rebombado de crudo con los servicios auxiliares requeridos.

2.0 CAPACIDAD, RENDIMIENTO Y FLEXIBILIDAD.

2.1 Factor de Servicio.

La plataforma se diseñará para operar los 365 días del año.

2.2 Capacidad y Rendimiento.

Máxima: Se diseñará para bombear 550 000 BPD de crudo pesado.

- 200 000 BPD provenientes de la plataforma "A"
- 180 000 BPD " " "B"
- 170 000 BPD " " "C"

Normal: La capacidad normal será igual a la máxima.

Mínima: La capacidad mínima será de 380 000 BPD de crudo pesado.

2.3 Flexibilidad.

La plataforma no operará a falla de energía eléctrica y aire de instrumentos.

Se utilizará aire de planta a falla de aire de instrumentos, para lo cual se deberán proveer las interconexiones necesarias.

2.4 Ampliaciones Futuras.

No se preveen futuras ampliaciones.

3.0 ESPECIFICACION DE LAS ALIMENTACIONES DE PROCESO.

Composición del crudo pesado.

<u>Componentes</u>	<u>¢ Mol</u>
Agua	1.671
Acido Sulfhídrico	0.414
Bióxido de Carbono	1.818
Nitrógeno	0.275
Metano	28.358
Etano	8.536
Propano	6.115
i-Butano	0.943
n-Butano	3.285
i-Pentano	1.190
n-Pentano	1.267
Hexano	46.128
Densidad (⁰ API)	22.0
Viscosidad	350 S.S.U.
Presión de vapor (T=69°C)	14.22 psia

4.0 ESPECIFICACION DE LOS PRODUCTOS.

Los productos son los mismos que las alimentaciones, por lo que tienen la misma especificación, ya que sólo se le proporciona al crudo la presión suficiente para transportarlo a tierra.

5.0 CONDICIONES DE LAS ALIMENTACIONES.

Origen: Plataformas de producción.

Alimentación: Crudo pesado

Estado físico: líquido

Presión (kg/cm²): 4

Temperatura (°C): 69

6.0 CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS.

Destino: Almacenamiento y distribución

Alimentación: Crudo pesado

Estado físico: líquido

Presión (kg/cm²): 5

Temperatura (°C): 69

7.0 ELIMINACION DE DESECHOS.

Aplicarán las normas establecidas por:

- Environmental Protection Agency (EPA)
- Legislación Relativa al Agua y su Contaminación (SARH).

8.0 SERVICIOS AUXILIARES.

8.1 Gas Combustible.

Fuente de Suministro

De la red de distribución o líneas de suministro de gas para bombeo neumático.

Características:

Contenido máximo de:	
Bióxido de carbono	1000 ppm.
Acido sulfhídrico	4 ppm.
Presión	17.6 Kg/cm ²
Temperatura	52°C
Disponibilidad	La requerida.

8.2 Diesel.

Fuente de suministro.

Se suministra desde la Plataforma Habitacional.

El sistema alimentará al tanque de día de la grúa de pedestal.

Características

	Diesel
Tipo	2-D
Temperatura de inflamación	52°C min.
Agua y sedimentos	Trazas máx.
Carbón (en 10% de residuo)	0.35% máx.
Cenizas	0.02% máx.
Azufre	1.0% máx.
Índice de cetano	45 min.
Viscosidad Sus. a 37.8°C	38
Apariencia	Limpia
Color	5 máx.
Presión	45 psig.

8.3 Aire de Instrumentos.

Fuente de suministro.

Será generado en la misma plataforma y tendrá la capacidad para cubrir los requerimientos totales de la misma.

Especificación

Libre de impurezas:	Fierro, aceite, agua, etc.		
	Máx.	Nor.	Mín.
Presión Kg/cm ²	8.8	7.0	5.6
Temperatura (°C)	52	52	
Disponibilidad	La requerida		
Punto de rocío	-40°F		

El compresor de aire de instrumentos será accionado por motor eléctrico.

8.4 Aire de Planta.

Fuente de suministro.

Será generado en la misma plataforma para cubrir los requerimientos totales de la misma.

Especificación:

Libre de impurezas:	Fierro, aceite, etc.		
	Máx.	Nor.	Mín.
Presión (Kg/cm ²)	8.8	7.0	5.6
Temperatura (°C)	52	52	
Disponibilidad	La requerida		
Punto de rocío	Saturado		

Este sistema se deberá interconectar para dar respaldo al sistema de aire de instrumentos de esta plataforma en caso de ser necesario.

8.5 Agua de Servicio.

Fuente de suministro: agua de mar

Condiciones:

Presión requerida	4.9 Kg/cm ²
Temperatura	Ambiente

8.6 Agua contra incendio.

Fuente de suministro: agua de mar
Presión: 10.54 Kg/cm²

8.7 Alimentación de Energía Eléctrica

La energía necesaria para esta plataforma será suministrada desde límite de batería.

Volts	480
Fases	3
Frecuencia	60 Hz
Factor de potencia	0.8

9.0 EDIFICIOS

Los edificios con que contará la plataforma son:

- Cuarto de control.
- Cuarto de control eléctrico.
- Almacenes.
- Sanitarios.
- Cuarto de baterías.

CAPITULO IV. CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO.

4.1 CALCULO DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

A continuación se establecen criterios generales, que permiten realizar el cálculo de la presión de succión, presión de descarga, presión diferencial (cabeza diferencial), NPSH disponible de una bomba, y la potencia requerida para accionar la bomba. Los valores que se obtengan del cálculo de estos parámetros servirán para definir las condiciones de operación y diseño bajo las cuales se deberán especificar las bombas.

COLUMNA LIQUIDA DIFERENCIAL (TDH).

Llamada también "carga" de la bomba, es la diferencial de presión que debe suministrar la bomba, expresada en altura de columna del líquido manejado que es una energía por unidad de masa.

$$TDH = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{\Delta P}{\rho_{H_2O} \times s.g.} \quad \text{lbf-pie/lbm} \quad (4.1)$$

donde: TDH = columna diferencial lbf-pie/lbm
ΔP = presión diferencial lbf/pie²
ρ = densidad del líquido lbm/pie³
ρ_{H₂O} = densidad del agua lbm/pie³
s.g. = densidad relativa (adim.)

Si ΔP se expresa en lbf/pulg², la ecuación anterior queda:

$$TDH = \frac{\Delta P \times 2.31}{s.g.} \quad (4.2)$$

PRESTION (P).

a) Presión de succión (P_s).

La presión total de succión es la cabeza estática en la línea de succión sobre la línea de centro de la bomba menos las pérdidas de cabeza por fricción, incluyendo las pérdidas a la entrada en la tubería de succión para la capacidad considerada más cualquier presión (una a vacío se considera negativa) que exista en la línea de succión.

Se calculará la presión de succión más alta a la cual la bomba está sujeta durante las operaciones.

Se hace un balance de energía entre el punto 1 y el punto de succión y se toman las siguientes consideraciones:

- a) Z_s es la altura de referencia
- b) La velocidad en 1 es prácticamente igual a la velocidad en el punto de succión: $V_s - V_1 = 0$; por lo que el término es despreciable.
- c) $V = 1/\rho$

Tendremos:

$$P_s = Z_1 \rho + P_1 - hf_s \rho \quad = \quad [\text{lb/pie}^2] \quad (4.3)$$

$$P_s = \frac{Z_1 \rho}{144} + P_1 - \frac{hf_s \rho}{144} \quad = \quad [\text{lb/pulg}^2] \quad (4.4)$$

$$P_s = Z_1 + \frac{P_1}{\rho} - hf_s \quad = \quad [\text{pies}] \quad (4.5)$$

$$hf_s = \frac{f V^2 L_e}{2g D} \quad f \varphi (Re, \epsilon/D) \quad (4.6)$$

b) Presión de descarga (P_D).

La presión de descarga (P_D) de una bomba es la presión medida en el orificio de descarga y puede ser expresada en términos de presión absoluta.

La máxima presión de descarga es la presión de succión máxima posible a ser encontrada más la máxima presión diferencial que la bomba es capaz de desarrollar cuando opera a condición específica de velocidad, gravedad específica y temperatura de bombeo con el impulsor proporcionado.

En otras palabras, es la suma algebraica de la cabeza estática, las pérdidas de cabeza por fricción para la capacidad considerada y la presión terminal expresada en pies de líquido.

De igual modo que antes, se hace un balance de energía para el tramo comprendido entre el punto de descarga de la bomba y el punto 2 (boquilla de succión del tanque de almacenamiento en tierra). Tomando Z_2 como el punto de referencia y considerando que la velocidad a lo largo del tramo comprendido, será prácticamente la misma (no hay cambio de diámetro de la línea tubería).

$$P_D = Z_2 \frac{\rho}{144} + P_2 + \frac{h_{fD} \rho}{144} \quad [\text{lb/pulg}^2] \quad (4.7)$$

donde: Z_2 = altura del nivel del líquido con respecto a la línea de centro en la salida de la descarga.

P_2 = presión absoluta que actúa sobre la superficie del líquido dentro del tanque en la descarga.

h_{fD} = pérdidas por fricción en la tubería (descarga).

c) Presión diferencial (ΔP).

El término presión diferencial significa la diferencia de presiones entre las boquillas de succión y descarga, o sea:

$$\Delta P = P_d - P_s = \frac{\text{TDH} \times \text{s.g.}}{2.31} \quad (4.8)$$

donde: P_d = presión de descarga lb/pulg²
 P_s = presión de succión lb/pulg²
TDH = columna diferencial lbf-pie/lbm

NPSH (Cabeza Neta Positiva de Succión).

El NPSH es una medida usada para determinar la habilidad de una bomba para que al manejar un líquido no cavite; en otras palabras, el NPSH es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado a través de la tubería de succión al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba.

Los líquidos a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, tienen una presión de vapor correspondiente que debe considerarse cuando se calcula un sistema de bombeo.

La reducción de la presión en el tubo de succión de una bomba más abajo de la presión de vapor del líquido causa vaporización, es decir, formación del vapor del líquido. Puesto que una bomba para líquidos de diseño ordinario no puede bombear únicamente vapor, el flujo de líquido se interrumpe y se presenta el fenómeno de cavitación.

El método más comúnmente empleado para evitar esta condición es el dar suficiente columna a la succión de la bomba para que la presión en el tubo de succión sea siempre mayor que la presión de vapor del líquido que se maneja.

NPSH disponible. Este es una función del sistema: la columna de succión o elevación, columna de fricción y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de operación y se expresa en pies absolutos de líquido.

En forma general, el NPSHD proviene de dos partes:

- a) carga estática que es la elevación del líquido sobre la elevación de la bomba.
- b) presión actuando sobre el líquido a la bomba.

Tendremos que:

$$NPSH_D = Z + \frac{(P_{sist} - P^o)}{\rho} - hfs \quad (4.9)$$

donde: P^o = presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

P_{sist} = presión del sistema (absoluta).

Z = altura de la superficie del líquido con respecto a la línea de centro en la entrada de la succión.

hfs = pérdidas por fricción en la tubería (succión).

POTENCIA (HP).

Es el trabajo requerido para cambiar a un líquido de una elevación, presión y velocidad, a otra elevación, presión y velocidad.

El trabajo usual hecho por una bomba es naturalmente el peso del líquido bombeado en un período de tiempo multiplicado por la cabeza desarrollada por la bomba.

Esto se expresa en términos de caballos de fuerza y se llaman HP y pueden ser determinados por la siguiente relación:

$$HP = \frac{Q \times TDH \times SG}{3960} \quad (4.10)$$

donde: Q = capacidad de la bomba en G.P.M.

TDH = cabeza total en pies

HP = potencia en caballos de potencia.

La potencia requerida para accionar la bomba regularmente se determina en caballos de fuerza y se denomina BHP alimentados a la bomba. La relación de HP y BHP es la eficiencia de la bomba. Por lo tanto, la relación entre BHP, capacidad, cabeza y eficiencia es:

$$BHP = \frac{Q \times TDH \times s.g.}{3960 \eta} \quad (4.11)$$

4.2 PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE EQUIPO DE BOMBEO.

El siguiente procedimiento comprende el cálculo de la presión de succión, NPSH disponible, presión de descarga y potencia hidráulica.

Antes de iniciar el procedimiento, se hacen las siguientes indicaciones:

- A) todas las ecuaciones empleadas en el procedimiento están expresadas en unidades inglesas, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo II;
- B) las presiones y pérdidas de presión serán obtenidas en lb/pulg² o pies de columna, según se indique;
- C) el gasto a considerar en todos los cálculos, será el gasto máximo de operación, tomando en cuenta todas las condiciones bajo las cuales operará la plataforma;
- D) el factor de seguridad considerado en el punto 6 del procedimiento es el más empleado por las firmas de ingeniería. (F.S.- 1.1);

PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

- 1.- Determinación de las propiedades físicas del fluido, en caso de no tenerlas como dato.
- 2.- Determinación del gasto (Q).

El gasto para el que se diseñará el sistema de bombeo y que sirve como base para el cálculo de pérdidas por fricción en tuberías, válvulas y accesorios deberá ser el gasto máximo de operación, tomando en cuenta todas las condiciones bajo las cuales operará la plataforma. (condiciones normales, anormales, de arranque, paro, etc.).

No se deberá incluir ningún factor de seguridad o sobrediseño en este gasto ya que el factor se considerará posteriormente.

- 3.- Condiciones en la succión.

3.1) Presión inicial mínima (P_1)

Se debe considerar la presión mínima bajo la cual operará el tanque o equipo del cual está succionando la bomba analizando:

- Condiciones normales.
- Condiciones de arranque.
- Condiciones anormales.
- Condiciones críticas.

3.2) Columna hidrostática (Z_1).

Si el tanque no tiene control de nivel, la columna hidrostática será la diferencial entre la elevación de la boquilla de descarga del tanque y la boquilla de succión de la bomba.

Si el tanque tiene control de nivel, la columna hidrostática será la diferencial entre el nivel mínimo del controlador y la boquilla de succión de la bomba.

3.3) Pérdidas por fricción en la línea (hf.)

Cuando el isométrico del sistema de bombeo no muestre los diámetros, éstos se deberán determinar en base a diferentes criterios: uno de ellos pueden ser las recomendaciones de los diferentes rangos de caída de presión por cada 100 pies; otro criterio podrían ser las tablas de velocidades recomendadas para diferentes líquidos.

Se deberá poner especial atención a la velocidad del líquido cuando:

- a) Se manejen líquidos erosivos en cuyo caso la velocidad no deberá ser mayor de un valor determinado.
- b) Se manejan sólidos en suspensión, en cuyo caso la velocidad deberá estar por encima de cierto valor definido o calculado para evitar sedimentación.
- c) Se manejan fluidos de alta velocidad para los cuales existen referencias bibliográficas en las que se indican las temperaturas, viscosidades y velocidades óptimas para su bombeo.

Las pérdidas por fricción se calcularán usando las correlaciones indicadas en el punto 1.1.4. Antes de usarlas se deberá verificar si el flujo es laminar o turbulento (ver punto 1.1.3).

Las pérdidas por fricción deberán corregirse por la relación de factores de fricción cuando se utilice tubería que no sea de acero al carbón, de acuerdo a lo siguiente:

$$\Delta P_{100 \text{ MAT}} = \Delta P_{100 \text{ A.C.}} \frac{f_{\text{MAT}}}{f_{\text{A.C.}}} \quad (4.12)$$

Cuando el material de la tubería no se encuentre reportado, se deberá obtener del fabricante el valor de (c/D) o gráficas para obtener ΔP_{100} .

Los valores obtenidos para ΔP_{100} se utilizan para calcular la ΔP en la línea.

$$\Delta P_{\text{LINEA}} = \Delta P_{100} \frac{\text{Longitud total}}{100} \quad (4.13)$$

Longitud total = longitud de tramo recto + longitud equivalente (ver punto 1.1.6)

3.4) Cálculo de la presión de succión (P_s).

El cálculo de la presión en la succión se realizará utilizando la ecuación 4.3, 4.4 o 4.5 según sea el caso.

4.- Condiciones en la descarga.

En el caso de bombas que suministran fluidos a diversos puntos se deberá considerar cada uno de las posibles rutas y se considerará el caso más crítico.

4.1) Presión terminal máxima (P_2).

Es la presión máxima de operación del equipo (analizada bajo las distintas condiciones de trabajo) al que se esta bombeando. Para que tanques operan a presión atmosférica este valor es cero y para tanques a vacío el valor es negativo.

4.2) Columna hidrostática (P_2).

Es la diferencia entre la altura de la boquilla de entrada al equipo (para tanques con descarga no ahogada) ó la altura máxima que alcance el líquido en el equipo (para aquellos con entrada ahogada) y la altura de la boquilla de descarga de la bomba.

4.3) Pérdidas en elementos de medición (P_e).

En el caso de las placas de orificio, la caída de presión varía de 30 a 400" de agua. Para los medidores tipo desplazamiento positivo las caídas de presión son relativamente altas, siendo estas desde 0.5 hasta 40 psig. Los medidores tipo turbina presentan caídas de presión bajas, las cuales van de 2 a 4 psig, mientras que las del tipo de inserción son muy bajas (insignificantes).

4.4) Pérdida en equipo (P_e).

Referente a las pérdidas ocurridas en los equipos de proceso que se encuentren después de la descarga de la bomba.

Las ΔP de los equipos dependen del equipo en particular. En la fase inicial de un proyecto algunos valores son estimados y durante el cálculo final de la bomba, deberán usarse los valores proporcionados por el proveedor del equipo.

4.5) Pérdidas por fricción en la línea de descarga (h_f).

Las pérdidas por fricción en la descarga se calculan de la misma manera y siguiendo los mismos criterios que resulten aplicables y que se enunciaron en el punto 3.3 de este procedimiento.

4.6) Cálculo de la presión en la descarga (P₀).

El cálculo de la presión en la descarga se hace utilizando la ecuación 4.7.

5.- Cálculo de presión diferencial (ΔP).

Se hace mediante la ecuación 4.8

6.- Cálculo de la columna líquida diferencial (TDH).

Mediante la ecuación 4.1

7.- Cálculo de la potencia (HP).

Mediante la ecuación 4.10

8.- Cálculo de la potencia al freno (BHP).

Mediante la ecuación 4.11

9.- Cálculo del NPSH₀.

Mediante la ecuación 4.9

4.3 MEMORIAS DE CALCULO.

1.- Fluido: crudo pesado

Densidad (ρ) = 22.0 °API

Realizando las conversiones necesarias:

$$\rho = 927.0 \text{ Kg/m}^3 = 57.87 \text{ lb/pie}^3$$

Gravedad específica (SG):

$$SG = 57.87/61.1443 = 0.947$$

Viscosidad (ν) = 350 S.S.U.

Realizando las conversiones necesarias:

$$\nu = 75.23 \text{ centistokes}$$

Viscosidad absoluta (μ):

$$\mu = \nu s = (75.23)(0.9218) = 69.3 \text{ cp.}$$

Presión de vapor a 69°C (P^o) = 14.22 psia

Temperatura (T) = 69°C

Presión (P) = 4 kg/cm²

2.- El gasto es el máximo reportado en el capítulo III.

$$Q = 550,000 \text{ BPD} = 16,041.6 \text{ GPM} = 35.74083 \text{ pie}^3/\text{s}$$

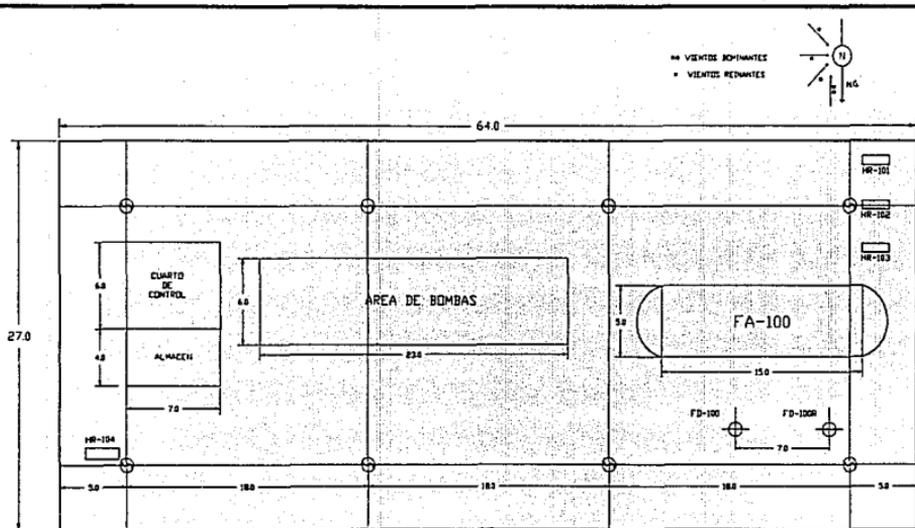
3.- Condiciones en la succión.

3.1) La presión de llegada a la plataforma de Bombeo es de 4 kg/cm² (56.89 lb/pulg²).

En la llegada al tanque se tienen 3 líneas de 20, 18 y 18 pulg.de diámetro, que se unen al cabezal receptor (30 pulg.), el cual se conecta al tanque de balance, (figura 4.2).

PLATAFORMA "A"

Empleando la ecuación 1.14 para obtener el número de Reynolds y de los nomogramas del Apéndice A (figuras A1, A2 y A4) se obtienen los siguientes datos para la tubería de 20 pulgadas de diámetro nominal (diámetro



ACOT: mts.

LISTA DE EQUIPO

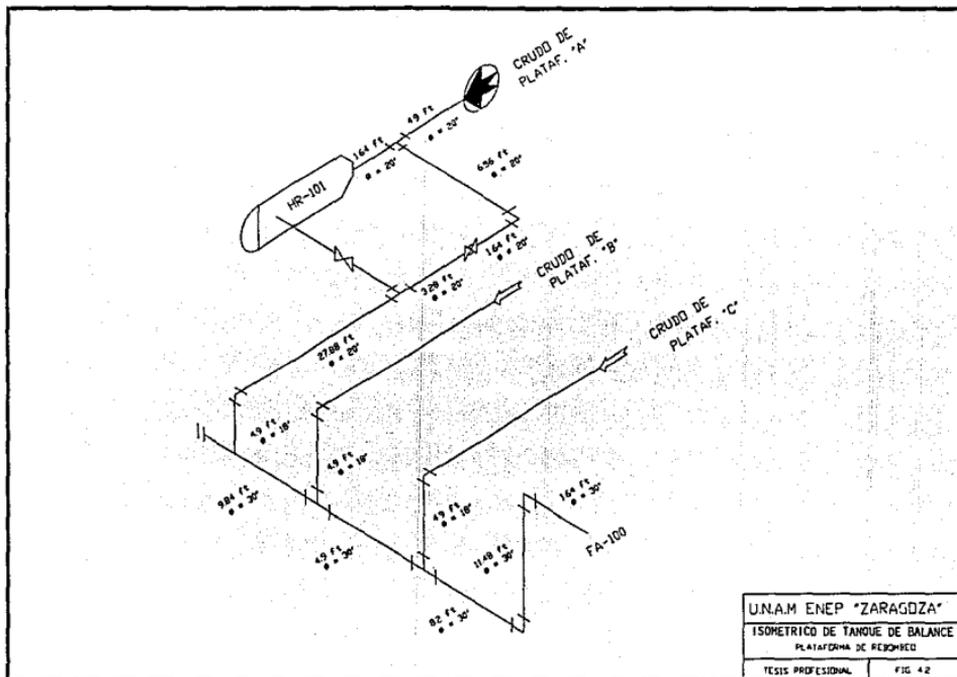
<u>CLAVE</u>	<u>SERVICIO</u>	<u>CARACTERÍSTICAS</u>
HR-101	RECIPIENTE DE DIABLOS DE PLATAFORMA "A".	20"x24"
HR-102	RECIPIENTE DE DIABLOS DE PLATAFORMA "B".	18"x20"
HR-103	RECIPIENTE DE DIABLOS DE PLATAFORMA "C".	18"x20"
HR-104	LANZADOR DE DIABLOS A TIERRA	24"x20"
FA-100	TANQUE DE BALANCE.	L = 15.0m D = 3.0m

U.N.A.M ENEP "ZARAGOZA"

PLANO DE LOCALIZACIÓN GENERAL
PLATAFORMA DE RESERVOIO

TESIS PROFESIONAL

FIG. 4.1



interno = 18.81 pulgadas), de acero comercial y cédula 40:

$$c/D = 0.00009$$

$$f = 0.0285$$

$$Re = 13,130.04$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(1.5676)^2}{4} = 1.9302 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 6.734 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19 para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene que:

$$f = 0.0289 \text{ pies}$$

De las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	L _e (pies)
Codo (2)	0.36	30	50x2=100
Válvula de bola	0.036	3.8	5
Te (2)	0.72	62	100x2=200
			305

La longitud por tramo recto es:

$$L_{TR} = 15 \text{ m} = 49.21 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

L_r = longitud de tramo recto + longitud equivalente por accesorios

$$L_r = L_e + L_{TR} = 305 + 49.21 = 354.21 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$hfs = \frac{f v^2 Lr}{2 g D} = \frac{(0.0289)(6.734)^2(354.21)}{(2)(32.2)(1.5676)}$$

$$hfs = 4.6 \text{ pies}$$

De acuerdo a la figura 4.2, se tiene que la diferencia de alturas entre la línea de llegada de la plataforma A y el cabezal es:

$$Z = 1.5 \text{ m} = 4.9212 \text{ pies}$$

Por lo que la presión a la que llega al cabezal es:

$$Pac = \frac{4.9212(57.87)}{144} + 56.89 - \frac{1.8434(57.87)}{144}$$

$$Pac = 58.1268 \text{ lb/pulg}^2$$

PLATAFORMA "B"

Empleando la ecuación 1.14 para obtener el número de Reynolds y de los nomogramas del Apéndice A (figuras A1, A2 y A4) se obtienen los siguientes datos para la tubería de 18 pulgadas de diámetro nominal (diámetro interno = 16.876 pulgadas), de acero comercial y cédula 40:

$$e/D = 0.0001$$

$$f = 0.0285$$

$$Re = 13,174.4$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(1.4063)^2}{4} = 1.5532 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 11.6983/1.5532 = 7.5317 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19 para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene que:

$$f = 0.0289 \text{ pies}$$

De las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	Le (pies)
Codo (2)	0.36	30	42x2=84
Válvula de bola	0.036	3.4	4.5
Te (2)	0.72	62	<u>85x2=170</u>
			258.5

La longitud por tramo recto es:

$$L_{m} = 15 \text{ m} = 49.21 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

$L_r = \text{longitud de tramo recto} + \text{longitud equivalente por accesorios}$

$$L_r = L_e + L_m = 258.5 + 49.21 = 307.71 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$h_{fs} = \frac{f v^2 L_r}{2 g D} = \frac{(0.0289) (7.5317)^2 (307.71)}{(2) (32.2) (1.4063)}$$

$$h_{fs} = 5.57 \text{ pies}$$

De acuerdo a la figura 4.2, se tiene que la diferencia de alturas entre la línea de llegada de la plataforma B y el cabezal es:

$$Z = 1.5 \text{ m} = 4.9212 \text{ pies}$$

Por lo que la presión a la que llega al cabezal es:

$$P_{bc} = \frac{4.9212(57.87)}{144} + 56.892 - \frac{5.57(57.87)}{144}$$

$$P_{bc} = 56.18 \text{ lb/pulg}^2$$

PLATAFORMA "C"

Empleando la ecuación 1.14 para obtener el número de Reynolds y de los nomogramas del Apéndice A (figuras A1, A2 y A4) se obtienen los siguientes datos para la tubería de 18 pulgadas de diámetro nominal (diámetro interno = 16.876 pulgadas), de acero comercial y cédula 40:

$$c/D = 0.0001$$

$$f = 0.029$$

$$Re = 12,441.35$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(1.4063)^2}{4} = 1.5532 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 11.0484/1.5532 = 7.1126 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19 para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene que:

$$f = 0.0293 \text{ pies}$$

De las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	L _e (pies)
Codo (2)	0.36	30	42x2=84
Válvula de bola	0.036	3.4	4.5
Te (2)	0.72	62	85x2=170
			258.5

La longitud por tramo recto es:

$$L_{TR} = 15 \text{ m} = 49.21 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

L_r = longitud de tramo recto + longitud equivalente por accesorios

$$L_r = L_e + L_{TR} = 258.5 + 49.21 = 307.71 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$h_{fs} = \frac{f v^2 L_r}{2 g D} = \frac{(0.0289)(7.1126)^2(307.71)}{(2)(32.2)(1.4063)}$$

$$h_{fs} = 5.036 \text{ pies}$$

De acuerdo a la figura 4.2, se tiene que la diferencia de alturas entre la línea de llegada de la plataforma B y el cabezal es:

$$Z = 1.5 \text{ m} = 4.9212 \text{ pies}$$

Por lo que la presión a la que llega al cabezal es:

$$P_{cc} = \frac{4.9212(57.87)}{144} + 56.892 - \frac{5.036(57.87)}{144}$$

$$P_{cc} = 56.845 \text{ lb/pulg}^2$$

Comparando las presiones de llegada al cabezal de las tres plataformas (P_{ac} , P_{bc} y P_{cc}), se tiene que la presión de llegada más baja, y por lo tanto la crítica, es la de la plataforma B.

Entonces, reajustando, las presiones de llegada a la Plataforma de Rebombeo serán:

Plataforma de Producción	Presión de llegada (Kg/cm ²)
A	3.8629
B	4.0
C	3.9532

De igual manera, para el cabezal de 30 pulgadas, considerando una ruta desde el punto de unión de la línea de llegada de la plataforma C, hasta la boquilla de alimentación al tanque de balance se tiene que:

$$c/D = 0.00006; c = 0.00015$$

$$f = 0.025$$

$$Re = 23,625.27731$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(2.39583)^2}{4} = 4.50819 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 7.92798 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19 para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene que:

$$f = 0.025 \text{ pies}$$

De las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	L _e (pies)
Codo (2)	0.36	30	$70 \times 2 = \frac{140}{140}$

La longitud por tramo recto es:

$$L_{tr} = 6.5 \text{ m} = 21.325 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

$L_T =$ longitud de tramo recto + longitud equivalente por accesorios

$$L_T = L_e + L_{TR} = 140 + 21.325 = 161.325 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$h_{fs} = \frac{f v^2 L_T}{2 g D} = \frac{(0.025)(7.92798)^2(161.325)}{(2)(32.2)(2.3958)}$$

$$h_{fs} = 0.66 \text{ pies}$$

De acuerdo a la figura 4.2, se tiene que la diferencia de alturas entre el cabezal (a la altura de la línea de llegada de la plataforma C) y la boquilla de alimentación del tanque de balance es:

$$Z = 3.5 \text{ m} = 11.483 \text{ pies}$$

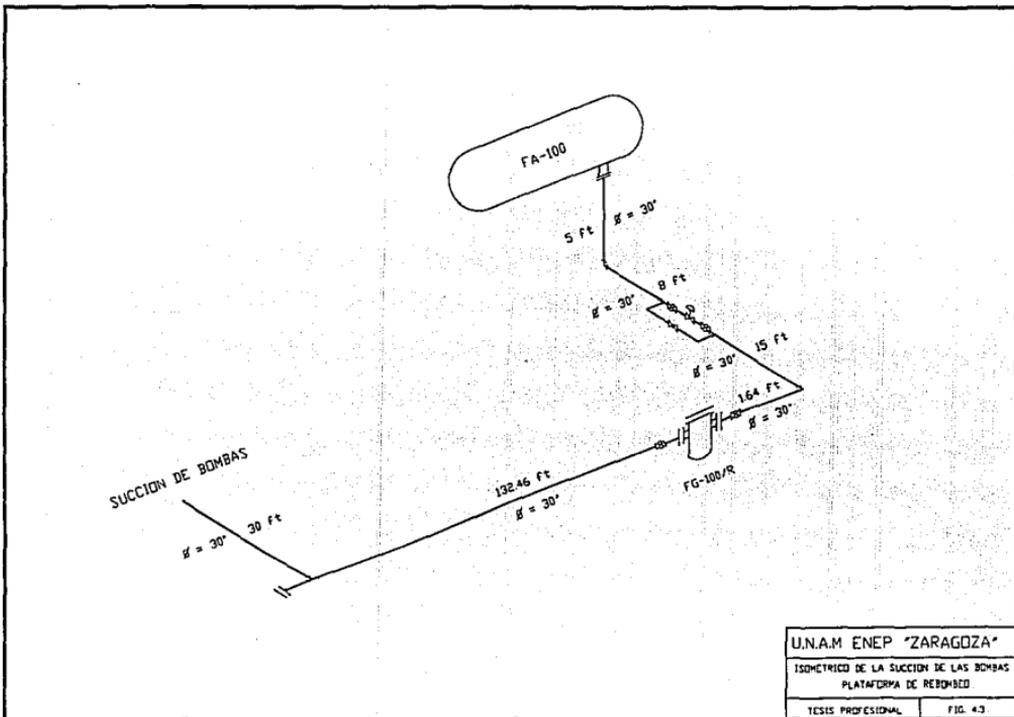
Empleando la ecuación 4.4, se obtiene la presión en el tanque de balance (P_{SIST}):

$$P_{SIST} = - \frac{11.483(57.87)}{144} + 56.18 - \frac{0.66(57.87)}{144}$$

$$P_{SIST} = 50.918 \text{ lb/pulg}^2$$

3.2) Como el tanque de balance tiene control de nivel, la columna hidrostática de la boquilla de succión de la bomba al nivel máximo del controlador es de 5 pies (ver figura 4.3).

3.3) Obteniendo el número de Reynolds con la ecuación 1.14 y empleando los nomogramas del Apéndice A (figuras A1, A2 y A4) se obtienen los siguientes datos para la tubería de 30 pulgadas de diámetro nominal (diámetro interno = 28.75 pulgadas), de acero comercial y cédula 40:



$$c/D = 0.00006; c = 0.00015$$

$$f = 0.025$$

$$Re = 23,625.27731$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(2.39583)^2}{4} = 4.50819 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 7.92798 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19 para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene que:

$$f = 0.025028 \text{ pies}$$

De las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	L (pies)
Codo (2)	0.36	33	80x2=160
Válvula de globo	4.08	370	900
Válvula de compuerta	0.096	8.8	21x4=84
Te	0.72	67	<u>160</u>
			1304

La longitud por tramo recto es:

$$L_{tr} = 5 + 8 + 15 + 1.64 + 132.46 + 20 = 132 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

$L_r = \text{longitud de tramo recto} + \text{longitud equivalente por accesorios}$

$$L_r = 132 + 1304 = 1,486 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$h_{fs} = \frac{f v^2 L_r}{2 g D} = \frac{(0.025028)(7.92798)^2 (1486)}{2(32.2)(2.39583)}$$

$h_{fs} = 15.1505$ pies

La caída de presión en el filtro es 5 lb/pulg² (12.44168 pies).

Por lo tanto, las pérdidas por fricción totales son:

$h_{fs} = 27.5922$ pies

3.4) Empleando la ecuación 4.4:

$$P_s = \frac{5(57.87)}{144} + 50.918 - \frac{27.5922(57.87)}{144}$$

$$P_s = 41.839 \text{ lb/pulg}^2$$

4.- Condiciones en la descarga.

4.1) El tanque en tierra trabaja a:

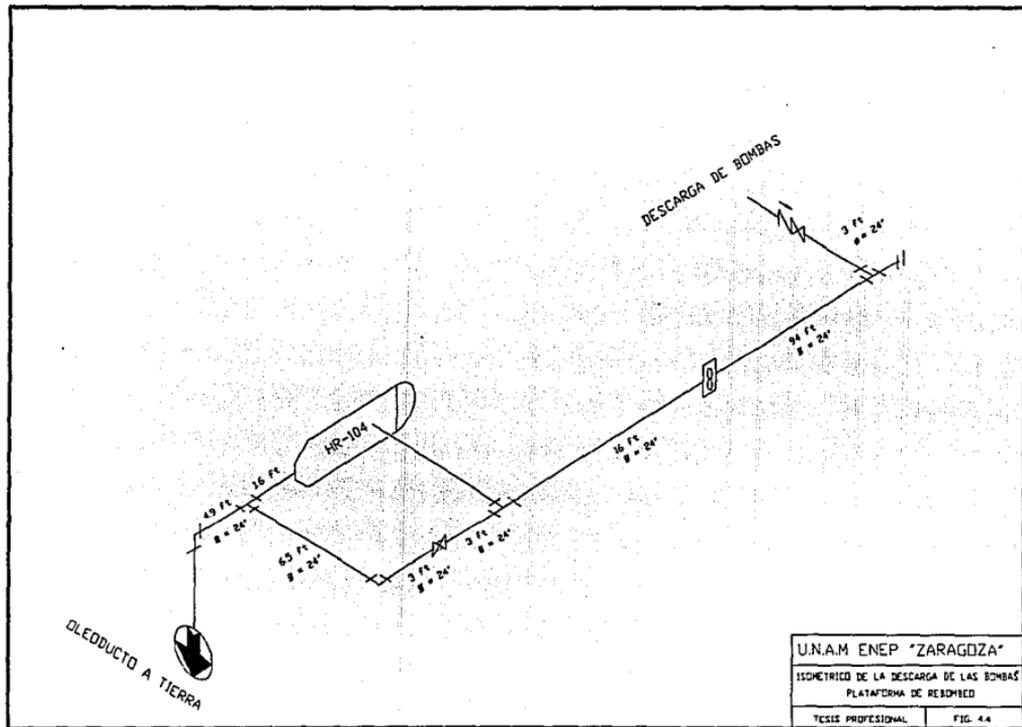
$$P_2 = 5 \text{ kg/cm}^2 = 71.05 \text{ lb/pulg}^2$$

4.2) De acuerdo con la figura 3.2 no hay diferencia de alturas entre la boquilla de descarga de la bomba y la boquilla de entrada del tanque de almacenamiento.

4.3) La caída de presión en la turbina es de 3 lb/pulg² (7.465 pies). Ver figura 4.4.

4.4) En este punto, se tiene que a lo largo de la trayectoria seguida por el fluido NO EXISTE EQUIPO DE PROCESO.

4.5) Obteniendo el número de Reynolds con la ec. 1.14, y de los nomogramas del Apéndice A (figuras A1, A2 y A4) se obtienen los siguientes datos para la tubería de 24 pulgadas de diámetro nominal (diámetro interno = 22.626 pulgadas), de acero comercial y cédula 40:



$$c/D = 0.000075; c = 0.00015 \text{ pies}$$

$$f = 0.0235$$

$$Re = 30,018.86532$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{(3.1416)(1.8855)^2}{4} = 2.7722 \text{ pie}^2$$

$$v = Q/A = 12.8 \text{ pies/seg}$$

Empleando la ecuación 1.19, para obtener un valor más exacto del factor de fricción, se tiene:

$$f = 0.02370$$

De acuerdo con la figura 4.4, y de las tablas A3 del Apéndice A, se tienen los siguientes datos:

Accesorio	K	L/D	L (pies)
Codo (5)	0.36	33	60x5=300
Válvula de bola (2)	0.036	3.3	6.5x2=13
Te (2)	0.72	64	130x2=260
			573

La longitud por tramo recto es:

$$L_{tr} = 65,616.7979 + 164.04199(2) + 94 + 16 + 6 + 6.5 + 4.9$$

$$L_{tr} = 66,072.28189 \text{ pies}$$

y la longitud total es:

$L_r = \text{longitud de tramo recto} + \text{longitud equivalente por accesorios}$

$$L_r = 573 + 66,072.28189 = 66,645.282 \text{ pies}$$

Empleando la ecuación 1.15 se tiene que:

$$h_{fD} = \frac{f v^2 L_T}{2 g D} = \frac{(0.02370) (12.8)^2 (66,645.282)}{2(32.2)(1.8855)}$$

$$h_{fD} = 2,131.2053 \text{ pies}$$

La caída de presión en la turbina es 3 lb/pulg² (7.465 pies).

Por lo tanto, las pérdidas por fricción totales son:

$$h_{fs} = 2,138.67 \text{ pies}$$

- 4.6) Con los datos calculados es posible obtener la presión en la descarga

$$P_D = Z_2 \frac{\rho}{144} + P_2 + \frac{h_{fD} \rho}{144}$$

Como $Z_2 = 0$, entonces:

$$P_D = P_2 + \frac{h_{fD} \rho}{144}$$

$$P_D = 71.115 + \frac{(2,138.67)(57.87)}{144} = 930.593 \text{ psi}$$

5.- Cálculo de la presión diferencial

Usando la ecuación 4.8 se tiene

$$\Delta P = P_D - P_s = 930.593 - 41.839$$

$$\Delta P = 888.75 \text{ psi}$$

6.- Cálculo de la columna líquida diferencial

De acuerdo con la ecuación 4.1

$$TDH = \frac{\Delta P \times 2.31}{SG} = \frac{888.75 \times 2.31}{0.947}$$

$$TDH = 2,167.914 \text{ pie}$$

Usando el factor de seguridad F.S.=1.1

$$TDH = 2,384.705 \text{ pie}$$

7.- Cálculo de la potencia

Según la ecuación 4.10

$$HP = \frac{Q * TDH * SG}{3960} = \frac{(16,041.66)(2,384.705)(0.947)}{3960}$$

$$HP = 9,148.267 \text{ hp}$$

8.- Cálculo de la potencia al freno

Si $\eta=0.8$ y según la ecuación 4.11

$$BHP = \frac{9,148.267}{\eta}$$

$$BHP = 11,435.333 \text{ hp.}$$

9.- Cálculo del NPSH_b

$$NPSH_b = Z_1 + \frac{(P_{atm} - P^o)}{\rho} - hf_s$$

Auxiliándose en los puntos 3.2 y 3.3 de este procedimiento y conociendo la presión de vapor del punto 1 se tiene que:

$$NPSH_0 = 5 + \frac{(50.918 - 14.223)}{57.87} (144) - 27.592$$

$$NPSH_0 = 68.72 \text{ pies}$$

4.4 METODOS DE SELECCION DE EQUIPO DE BOMBEO

Probablemente el mayor problema con que se encuentra un ingeniero al diseñar un sistema de bombeo es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna y detalles de la bomba o bombas que habrán de usarse en un sistema. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que generalmente es difícil estrechar la elección a una cantidad específica. Este capítulo tiene como objetivo el reducir muchas de las dificultades que se encuentran en la selección de la bomba, así como la selección del equipo que satisfaga al sistema propuesto en este trabajo.

La clave para hacer la selección correcta de la bomba radica en el conocimiento del sistema en que trabajará. El ingeniero que especifica una bomba puede hacer una selección errónea por no haber investigado los requisitos totales del sistema ni determinar cuál debe ser el rendimiento total de la bomba. Además, cuando la responsabilidad de la elección de la bomba está en manos del representante del proveedor, puede serle difícil o imposible determinar los requisitos totales de la operación.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE MEXICO
ENEP "ZARAGOZA"

PLANTA PLATAFORMA DE BOMBEO	Calculo	Fecha	Por	Por	Fecha
LOCALIZACION GOLFO DE MEXICO					
CONTRATO TESIS PROFESIONAL					
CLME -----					
No UNIDADES -----					

HOJA DE CALCULO
PARA BOMBAS

- 1) LA CABEZA EN EL CASO DE LA SUCCION SE REFIERE A LA ELEVACION DE REFERENCIA DEL RECIPiente HASTA LA BOQUILLA DE LA BOMBA, PERO EN EL CASO DE DESCARGA SE REFIERE A LA ELEVACION DE REFERENCIA DESDE LA BOQUILLA A DE DESCARGA DE LA BOMBA HASTA LA ELEVACION DEL RECIPiente A DONDE DESCARGA.
- 2) DE LA BOMBA SELECCIONADA, INF. DE FABRICANTE
- 3) ESTE FACTOR NO DEBE EXCEDER DE 1.25

SERVICIO BOMBEO DE CRUDO A TIERRA		DENSIDAD (104°F): 57.87		(3) PERDIDAS POR FRICCION A LA SUCCION			
LÍQUIDO A BOMBEAR: CRUDO ESTABILIZADO LIGERO		FACTOR SED (F S): 1.1		ACCESORIOS No. L/D Lb (11)			
CORROSION CAUSADA POR: AC SULFIDRICO		TEMP DE BOMBEO (F): 60		CODD 2 33 180			
SÓLIDOS SUSPENDIDOS -----		SO. 0.447		WLV. GLOBO 1 370 900			
VISCOSIDAD (cp) 80.3		EFICIENCIA 0.8		WLV. COMP. 4 6.8 84			
PRESION DE W.POR (a T): 14.22 psia (109 C)				T's 1 87 180			
FLUJO GPM, NORMAL 18,041.8				TOTAL 8 1886 (125)			
CONDICIONES DE SUCCION		NORMAL MAXIMA		NORMAL MAXIMA		NORMAL MAXIMA	
(10) PRESION DE SUCCION	psia			DIAM. LINEA 28.78		DIAM. CABEZAL	
(11) PRESION DEL SISTEMA (P SUCC TAN)	psia	50.01	50.01	L. TOTAL (25) * Lb*L		L. TOTAL (11)	
(12) CABEZA ESTÁTICA (H X DENSIDAD / 144)	psf	2.01	2.01	Hts (26) (11)		Hts (27) (25)	
(13) PERDIDAS LINEA, SUCCION, VALVULA, ETCI	psf	11.08	11.08	PERDIDAS LINEA (28)		PERD. CABEZAL (25)	
(14) PRESION DE SUCCION DE LA BOMBA (11)-(10)-(13)	psia	41.88	41.88				
CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION (NPSH)							
(15) CABEZA ESTÁTICA (NOTA 1)	ft	6.0	6.0				
(6) PERDIDAS EN LA LINEA DE SUCCION	ft	27.59	27.59				
(7) (L * P.W.P) x 144 / DENSIDAD	ft	0.31	0.31				
(8) NPSH DISP * (5) - (6) - (7)	ft	88.72	88.72				
(9) NPSH REQ. POR BOMBA (NOTA 2)	ft	-----	-----				
CONDICIONES DE DESCARGA							
(10) PRESION REQUERIDA DE ENTREGA	psia	71.05	71.05				
(11) CABEZA ESTÁTICA (NOTA 1)	psf	**	**				
(12) PERDIDAS EN LA LINEA	psf	859.47	859.47				
(13) PERDIDA EN VALVULAS DE CONTROL	psf	-----	-----				
(14) PERDIDA EN CAMBIADORES	psf	-----	-----				
(15) PERDIDA EN FILTROS	psf	-----	-----				
(16) PERDIDA EN ORIFICIOS	psf	-----	-----				
(17) PERDIDA EN HORNOES	psf	-----	-----				
(18) PERDIDA EN OTROS (ESP)	psf	-----	-----				
(19) PERDIDA DE DESCARGA (10)-(11)-(12)-(13)-(14)-(15)-(16)-(17)-(18)	psia	888.8	888.8				
PRESION DIFERENCIAL EN LA BOMBA							
(20) PRESION DIF. TOTAL DE LA BOMBA * (19)-(14)	psf	888.8	888.8				
(21) COLUMNA LÍQ. DIF. DE BOMBEO * (20) * 2.31 / 3G	ft	2,167.9	2,167.9				
(22) POTENCIA HIDRÁULICA (GPM * (21) * 3G / 3800)		8,318.8	8,318.8				
(23) EFICIENCIA %		0.0	0.0				
(24) POTENCIA AL FRENO BHP * ((22)/(23)) * F.S. (NOTA 3)		11,486.8	11,486.8				
				CALCULO Hts SUCCION Y DESCARGA (20)(21)(30)(31)			
				AREA = 0.785 * DIAM * DIAM			
				VELOCIDAD = FLUJO / AREA			
				R _s = DIAM * VELOCIDAD * DENSIDAD / VISCOSIDAD			
				CON R _s Y MATERIAL -- GRAFICA A-1 APEÑDICE A -- I			
				H _s = L * VELOCIDAD * VELOCIDAD * (10) / (12 * g * DIAM)			
				PERDIDAS = H _s * DENSIDAD / 144			
				(3) = PERD. LINEA + PERD. CABEZAL			
				(21) = PERD. LINEA + PERD. CABEZAL			
				LOS CALCULOS DEBEN HACERSE CON DATOS EN UNIDADES CONSISTENTES.			

110

** VER PUNTO 6.2
MEMORIAS DE CALCULO

Por ello, si la primera regla para la selección de bombas es el conocimiento completo del sistema, como se puede lograr? En la industria el punto de partida son los diagramas de flujo de proceso y los diagramas de tubería e instrumentación, de los cuales se tomará la información necesaria para dicho conocimiento, continuando así con el cálculo de la bomba necesario también para la correcta selección.

Una vez realizados los pasos anteriores las bombas se eligen generalmente por uno de tres métodos:

- 1) El cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes, sobre las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación.
- 2) El comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y gráficas características.
- 3) Se usa una combinación de los métodos anteriores para hacer una selección más adecuada.

Selección del fabricante. Este método se usa para bombas grandes en aplicaciones poco usuales y en casos en que el ingeniero no tenga tiempo o no desee efectuar él mismo la elección de la bomba. Aún cuando esto parece relevar al ingeniero de mucha de la responsabilidad de la elección, de hecho no es así. Las recomendaciones y ofertas deben evaluarse y compararse, y para hacer esto, se requiere un conocimiento completo del problema de bombeo, los méritos relativos de varios diseños y la economía de la instalación.

Datos para el fabricante. La tabla 4.1 agrupa los datos esenciales requeridos por cualquier fabricante de bombas antes de que pueda preparar una recomendación y una oferta. Muchos fabricantes tienen formas que puede llenar el ingeniero sin pedir una recomendación. Estos pueden ser sumamente útiles debido a que ayudan a evitar la omisión de datos importantes.

Cuando se suministran datos a un fabricante, debe tenerse extremo cuidado de ver que se den todos los datos concernientes a la instalación. Los datos, cuando no están completos, pueden conducir a una recomendación inadecuada o errónea debido a que el ingeniero que elige la unidad puede hacer suposiciones falsas. De esta manera, el ingeniero de la planta que pide una recomendación para una bomba o una oferta tiene una responsabilidad decidida ante el fabricante y si no se le presta suficiente atención a esto, el ingeniero no tiene derecho a esperar obtener la bomba adecuada.

TABLA 4.1 Compendio de Datos Esenciales que se Requieren en la Selección de Bombas Centrífugas.

1. Número de unidades requeridas.
 2. Naturaleza del líquido que habrá de bombearse.
Es el líquido:
 - a. Agua fresca o salada, ácida o alcalina, aceite, gasolina, lodo o pulpa de papel?
 - b. Frío o caliente; y a que temperatura; Cuál es la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo?
 - c. Cuál es su densidad?
 - d. Es viscoso o no?
 - e. Limpio y libre de materia extraña o sucio y abrasivo? En este último caso, cuál es el tamaño y naturaleza de los sólidos y son éstos abrasivos? Si el líquido es de naturaleza pulposa cuál es la consistencia, expresada ya sea en porcentaje o en kg/m^3 de líquido? Cuál es el material en suspensión?
 - f. Cuál es análisis químico, No. de pH, etc? Cuáles son las variaciones permisibles en este análisis? En caso de ser corrosivo Cuál ha sido la experiencia pasada, tanto con materiales satisfactorios como con no satisfactorios?
 3. Capacidad.
Cuál es la capacidad requerida así como la cantidad máxima y mínima de líquido que habrá de manejar la bomba?
 4. Condiciones de succión.
Existe:
 - a. Una elevación de succión?
 - b. O una columna de succión?
 - c. Cuál es la longitud y el diámetro de la tubería de succión?
-

TABLA 4.1 Continuación...

-
5. Condiciones de descarga.
 - a. Cuál es la columna estática? Es constante o variable?
 - b. Cuál es la columna de fricción?
 - c. Cuál es la presión de descarga máxima contra la que habrá de trabajar la bomba?
 6. Columna total.

Variaciones en los puntos 4 y 5 causará variaciones en la columna total
 7. Es el servicio continuo o intermitente?
 8. Se habrá de instalar la bomba en posición horizontal o vertical? En este último caso
 - a. En pozo humedo?
 - b. En pozo seco?
 9. Qué tipo de potencia se tiene disponible para mover la bomba y cuáles son las características de ésta?
 10. Qué limitaciones de espacio, peso o transporte habrán de considerarse?
 11. Localización de la instalación.
 - a. Localización geográfica
 - b. Elevación sobre el nivel del mar
 - c. Instalación interior o a la intemperie
 - d. Variación de las temperaturas ambientales
 12. Existen algunos requisitos o preferencias marcadas con respecto a diseño, construcción o características de las bombas?
-

Propuesta. La mayor parte de los fabricantes combinan su recomendación y proposición en un solo documento que se llama propuesta. La propuesta usual contiene la siguiente información: número de modelo de la bomba, clase, tipo, construcción, detalles y materiales, tipo de motor para el que se ha diseñado, curvas de operación con tabulaciones, peso unitario, precio, tiempo de entrega de la bomba después de recibida la orden, y disposiciones o acuerdos legales con respecto a planos, garantías, instalación de la unidad, fecha de embarque, condiciones de pago, impuestos, seguros, transportes, etc. Incluido con la propuesta típica viene una ilustración de la bomba y un catálogo. Si la bomba debe construirse especialmente para el comprador puede no incluirse el catálogo debido a que el fabricante puede no tener boletines disponibles.

Para evaluar una propuesta es necesario revisar todos los pasos hechos al elegir una bomba para un determinado grupo de condiciones hidráulicas.

El formato de dicha propuesta puede ser elaborado por el comprador en forma de cuestionarios y llenado por el o los proveedores con el fin de realizar un examen técnico-económico de la opción más viable.

Dicho exámen toma así la forma de un concurso entre proveedores, donde la evaluación es generalmente realizada por los ingenieros de proyecto.

El formato y cantidad de datos necesario para estos cuestionarios depende generalmente del comprador y puede estar basado en normas existentes, tales como API, ANSI o ASTM.

Como ejemplo de lo anterior se tiene que ciertas firmas de Ingeniería presentan los siguientes documentos y cuestionarios:

1. Requisición,
2. Alcance de cotización,
3. Hoja de precios,
4. Cuestionario comercial,
5. Cuestionario de evaluación de accionadores y
6. Cuestionario técnico del equipo de bombeo.
(ver Apéndice D).

4.5 SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

Una vez calculados los requerimientos globales del sistema:

Q = 16,041.6 GPM

ΔP = 888.75 psi

TDH = 2,384.7054 pies

Es posible iniciar la selección del equipo a utilizar, empleando el método de selección no. 2 aquí presentado (punto 4.4).

La compañía "Gould Pumps" en su catálogo GPM5, editado en 1988, ofrece las siguientes posibilidades:

A)

Modelo: 3300

Tipo: alta presión multietapas

Capacidad máxima: 2800 GPM

Columna líquida diferencial máxima: 6000 pies

Temperatura máxima: 375°F

Presión máxima: 2400 psi

B)

Modelo: 3700

Tipo: API-610 de proceso

Capacidad máxima: 7500 GPM

Columna líquida diferencial máxima: 1100 pies

Temperatura máxima: 800°F

Presión máxima: 8700 psi

C)

Modelo: 3310

Tipo: multietapas

Capacidad máxima: 3740 GPM

Columna líquida diferencial máxima: 4500 pies

Temperatura máxima: 355°F

Presión máxima: 1933 psi

Como puede observarse en las características generales, para el modelo 3700 (API-610 de proceso) no proporciona una columna líquida diferencial que pueda cubrir los requerimientos del sistema por lo que es desechada ésta posibilidad.

Por otra parte para la opción C (modelo 3310), el proveedor no la recomienda para el uso de fluidos oleosos debido a su constitución mecánica.

Siendo así, la opción A es la que cumple más satisfactoriamente con las necesidades globales.

Como el flujo total a manejar es 16,041.6 GPM y la bomba maneja 2800 GPM como máximo, debe manejarse un arreglo de bombas en paralelo, dividiendo el flujo total de acuerdo a los siguientes casos:

- I) Q/6 = 2673.6 GPM
- II) Q/7 = 2291.6 GPM
- III) Q/8 = 2005.2 GPM
- IV) Q/9 = 1782.4 GPM
- V) Q/10 = 1604.1 GPM
- VI) Q/11 = 1458.3 GPM

De acuerdo con los datos proporcionados por el proveedor cada arreglo puede implicar tres tipos de submodelos (figura 4.1), los cuales son:

- 1) 4x6-10
- 2) 4x6-11
- 3) 6x8-12

A su vez, cada modelo puede tener diferente número de etapas:

MODELO	ETAPAS
4x6-10	4 a 12
4x6-11	4 a 12
6x8-12	4 a 8

Los datos de eficiencia para cada combinación de modelo y arreglo son extraídos de la figura 4.8 donde se muestran las curvas características. Estos datos son mostrados en la tabla 4.2 de la cual se puede determinar el arreglo y equipo más óptimo.

Analizando la tabla puede observarse que las eficiencias más altas están entre 79% y 81%.

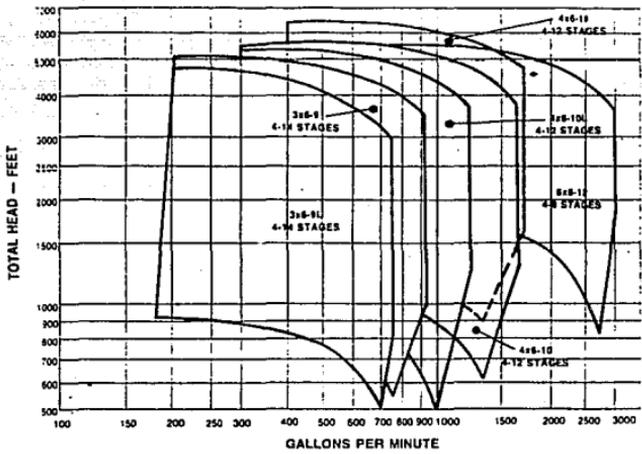


FIGURA 4.7 CURVA DE TAMAÑOS DE LAS BOMBAS
 MODELO 3300 "GOULDS PUMPS".

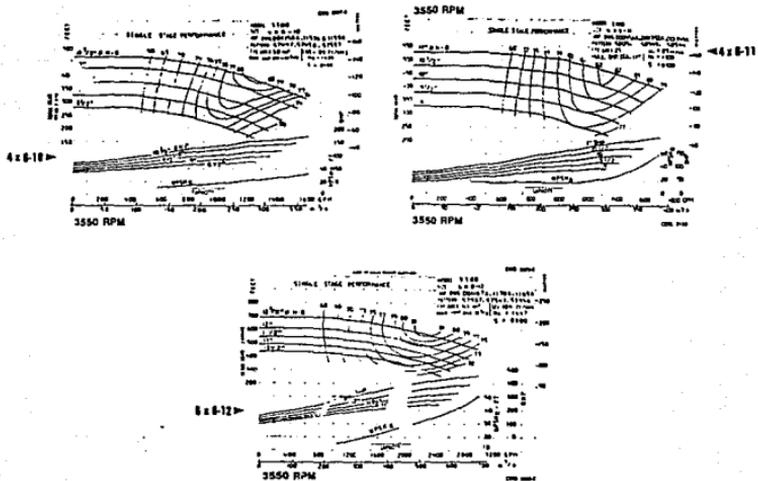


FIGURA 4.8 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS
 MODELO 3300, ETAPA SENCILLA, "GOULDS PUMPS".

TABLA 4.2 CARACTERISTICAS DE LOS PRICIPALES ARREGLOS
PROPUESTOS PARA EL SISTEMA.

ARREGLO	MODELO	No. ETAPAS	FLUJO (GPM)	CABEZA (pies)	EFICIENCIA (%)	Dimpulsor (pulg.)	NPSHr (pies)
I	6x8-12	4	2,673.6	596.1	----	-----	40
		5		476.9	77.5	12 5/8	
		6		397.4	74.0	11 1/2 -> 12	
		7		340.6	70.0	11 1/2	
		8		298.1	----	-----	
II	6x8-12	4	2,291.6	596.1	----	-----	33
		5		476.9	79.2	12 <- 12 5/8	
		6		397.4	76.5	11 -> 11 1/2	
		7		340.6	75.0	11	
		8		298.1	73.0	10 1/2 < - 11	
III	6x8-12	4	2,005.2	596.1	80.2	12 5/8	28
		5		476.9	78.5	11 1/2 -> 12	
		6		397.4	77.0	11 <- 11 1/2	
		7		340.6	75.0	10 1/2	
		8		298.1	73.0	-----	
IV	6x8-12	4	1,782.4	596.1	78.2	12 -> 12 5/8	22
		5		476.9	77.5	11 1/2 <- 12	
		6		397.4	76.0	10 1/2 -> 11	
		7		340.6	----	-----	
		8		298.1	----	-----	

NOTA.- En el diámetro del impulsor (Dimpulsor) el sentido de la flecha indica hacia cual diámetro estandar se encuentra más cerca el punto. Por ejemplo:

12 <- 12 5/8 : el punto se localiza más cercano al diámetro de 12 pulgadas.

11 <-> 11 1/2 : el punto se localiza entre ambos diámetros a la misma distancia

TABLA 4.2 (CONTINUACION.....)

ARREGLO	MODELO	No. ETAPAS	FLUJO (GPM)	CABEZA (pies)	EFICIENCIA (%)	Dimpulsor (pulg.)	NPSHr (pies)
V	6x8-12	4	1,604.1	596.1	76.0	12 -> 12 5/8	21
		5		476.9	75.5	11 1/2	
		6		397.4	74.0	10 1/2 <- 11	
		7		340.6	----	-----	
		8		298.1	----	-----	
	4x6-11	4	1,604.1	596.1	----	-----	42
		5		476.9	----	-----	
		6		397.4	79.7	10 1/2 -> 11	
		7		340.6	----	-----	
		8		298.1	----	-----	
		9		264.9	----	-----	
		10		238.4	----	-----	
	4x6-10	4	1,604.1	596.1	----	-----	30
		5		476.9	----	-----	
		6		397.4	----	-----	
		7		340.6	----	-----	
		8		298.1	----	-----	
		9		264.9	----	-----	
		10		238.4	----	-----	
	11	216.8	----	-----			
	12	198.7	----	-----			

NOTA.- En el diámetro del impulsor (Dimpulsor) el sentido de la flecha indica hacia cual diámetro estandar se encuentra más cerca el punto. Por ejemplo:

12 <- 12 5/8 : el punto se localiza más cercano al diámetro de 12 pulgadas.

11 <-> 11 1/2 : el punto se localiza entre ambos diámetros a la misma distancia

TABLA 4.2 (CONTINUACION.....)

ARREGLO	MODELO	No. ETAPAS	FLUJO (GPM)	CABEZA (pies)	EFICIENCIA (%)	Dimpulsor (pulg.)	NPSHr (pies)
VI	6x8-12	4	1,458.3	596.1	74.0	12 <- 12 5/8	20
		5		476.9	73.7	11 -> 11 1/2	
		6		397.4	73.0	10 1/2 <- 11	
		7		340.6	-----	-----	
		8	298.1	-----	-----		
	4x6-11	4	1,458.3	596.1	-----	-----	25
		5		476.9	-----	-----	
		6		397.4	81.0	10 1/2 <- 11	
		7		340.6	79.7	10 -> 10 1/2	
		8		298.1	79.0	9 1/2 -> 10	
		9		264.9	-----	-----	
		10		238.4	-----	-----	
		11		216.9	-----	-----	
		12	198.7	-----	-----		
	4x6-10	4	1,458.3	596.1	-----	-----	25
		5		476.9	-----	-----	
		6		397.4	-----	-----	
		7		340.6	77.7	10 -> 10 3/8	
		8		298.1	75.5	10	
		9		264.9	-----	-----	
		10		238.4	-----	-----	
		11		216.9	-----	-----	
		12	198.7	-----	-----		

NOTA.- En el diámetro del impulsor (Dimpulsor) el sentido de la flecha indica hacia cual diámetro estandar se encuentra más cerca el punto. Por ejemplo:

12 <- 12 5/8 : el punto se localiza más cercano al diámetro de 12 pulgadas.

11 <-> 11 1/2 : el punto se localiza entre ambos diámetros a la misma distancia

Eligiendo éstas y ajustando los valores a los diámetros estandar reportados, se forma la tabla 4.3 de donde se tiene que si se consideran los siguientes puntos:

- los diámetros de impulsor intermedios dan más flexibilidad al equipo,
- la cabeza líquida diferencial debe cumplirse (2,518.434 pies),

las opciones más viables son:

ARREGLO	MODELO	ETAPAS	CABEZA TOTAL	η	No. EQUIPOS
II	6x8-12	5	2,400	79.0	8
VI	4x6-11	7	2,660	80.5	11
VI	4x6-11	8	2,520	79.3	11

Analizando en las curvas de la figura 4.8 el comportamiento de las bombas seleccionadas, si existe una variación del flujo se tiene que para todas éstas, la eficiencia se incrementa con la disminución del gasto volumétrico, y considerando que el flujo de diseño es el máximo posible a presentarse, entonces puede decirse que estas bombas cumplen satisfactoriamente este punto.

Por otro lado si existe variación en la presión de succión o en la temperatura de succión, el NPSH_d disminuirá quedando más expuestas a cavitación las bombas del arreglo VI.

TABLA 4.3 CONSIDERACION DE DIAMETROS ESTANDAR Y CALCULO DE CABEZA TOTAL POR BOMBA

ARREGLO	MODELO	No. ETAPAS	FLUJO (GPM)	CABEZA X ETAPA (pies)	CABEZA X BOMBA (pies)	EFICIENCIA (%)	Dimpulsor (pulgadas)
I	6X8-12	5	2,673.6	480	2,400	77.5	12 5/8
II	6x8-12	5	2,291.6	480	2,400	79.0	12
III	6x8-12	4	2,005.2	600	2,400	80.2	12 5/8
IV	6x8-12	4	1,782.4	625	2,500	78.5	12 5/8
V	6x8-12	4	1,604.1	650	2,600	76.0	12 5/8
V	4x6-11	6	1,604.1	415	2,490	80.0	11
VI	4x6-11	6	1,458.3	440	2,640	81.5	11
		7	1,458.3	380	2,660	80.5	10 1/2
VI	4x6-10	7	1,458.3	350	2,450	78.0	10 3/8
VI	4x6-11	8	1,458.3	315	2,520	79.3	10

Analizando los tamaños de las bombas de acuerdo a datos proporcionados por la compañía, se tiene:

ARREGLO	ETAPAS	AREA POR BOMBA (m ²)	AREA TOTAL (m ²)
II	5	2.32	16.24
VI	7	1.87	20.57
VI	8	1.99	21.89

Comparando tales arreglos, se tiene que el II modelo 6x8-12 es el que presenta menor sobrediseño, número de equipo, número de etapas y área total, además de un diámetro de impulsor intermedio y una eficiencia alta (79%). Por lo tanto, el sistema de bombeo consistirá de 7 bombas en paralelo y 2 de relevo, manejando cada una un flujo de 2,291.6 GPM, teniendo tales bombas las siguientes características:

Cabeza = 2,400 pies

$$\Delta P = TDH * SG / 2.31 = (2,400)(0.947)/2.31$$

$$\Delta P = 983.89 \text{ psi}$$

Si la presión en la succión es $P_s = 41.839$, la presión en la descarga de la bomba será:

$$P_D = 1025.73 \text{ psi}$$

Si las pérdidas por fricción en la descarga de la bomba son $h_f = 856.478$ psi, el fluido llegará a tierra con una presión de:

$$P_2 = 169.25 \text{ psi} = 11.89 \text{ kg/cm}^2$$

La potencia de cada bomba será:

$$\text{HP} = (2,291.6)(2,400)(0.947)/3960 = 1,315.24 \text{ hp}$$

$$\text{BHP} = 1,644.05 \text{ hp}$$

Por lo tanto, la potencia de las siete bombas será:

$$\text{BHP} = 11,508.35 \text{ hp}$$

CAPITULO V ESPECIFICACION DEL EQUIPO DE BOMBEO

Una parte muy importante dentro del desarrollo de un proyecto es la ingeniería de procura, en la cual se realiza la especificación del equipo y materiales de las nuevas instalaciones, así como los trámites para su correspondiente adquisición. Dependiendo de la organización que tenga la compañía, esta actividad se lleva a cabo en su totalidad por un departamento especializado o por el grupo de ingenieros de proyecto que generan las requisiciones ya sea para concurso o para compra directa.

5.1 ADQUISICION POR CONCURSO.

Para realizar una selección y adquisición por concurso se deberán seguir los siguientes pasos:

1. Preparación de la requisición y cuestionarios (Apéndice E).
2. Solicitud de cotizaciones a proveedores.
3. Recepción de cotizaciones de proveedores.
4. Elaboración de tabulaciones.
 - 4.1 Técnica.
 - 4.2 Económica.
5. Elaboración del dictamen de selección.
6. Preparación y trámites de ordenes de compra.
7. Recepción de planos para aprobación y planos certificados.
8. Explotación. Referente a la aceleración en la fabricación.
9. Inspección. Referente a las pruebas físicas del equipo.
10. Tráfico o embarque.

La tabulación de datos técnicos y económicos²² es realizada debido a la diferencia de criterios en la selección de una bomba; la opinión del fabricante o diseñador; y la opinión del ingeniero o especialista de evaluación. Para que la diferencia de opinión de estos grupos se minimice, y dé como resultado un equipo aceptado por todos, se deben tomar en cuenta los factores

de diseño y económicos, mismos que suministra el proveedor en los cuestionarios que le son proporcionados por el comprador (paso 1 y punto 4.4 del capítulo 4).

Para realizar un análisis rápido y detallado de los cuestionarios el comprador genera tabulaciones en las cuales se incluyen los datos más importantes a considerar, tales como:

- condiciones de operación de la bomba,
- características hidráulicas de las bombas cotizadas,
- detalles de construcción de las bombas,
- características del accionador (se menciona lo referente al tipo, potencia, eficiencia y costos de operación)
- costo del equipo.

Ejemplo de una tabulación es el mostrado en la figura 5.1, donde se muestra una tabulación de cotizaciones.

El adquirir el equipo por medio de concurso nos muestra una relación muy estrecha entre la selección y la especificación, ya que para poder seleccionar la bomba el proveedor deberá antes especificarla.

5.2 ADQUISICION POR COMPRA DIRECTA.

Si la adquisición del equipo se hace por compra directa la especificación no presenta una relación tan estrecha con la selección, debido a que el comprador basa su selección en catálogos que contienen mucha de la información requerida para especificar la bomba.

TABLA 5.1.- RELACION ENTRE LA SELECCION Y ESPECIFICACION DE UN EQUIPO DE BOMBEO, BASADA EN LA FORMA DE ADQUISICION.

FORMA DE ADQUISICION	METODO DE SELECCION	METODO DE ESPECIFICACION
CONCURSO	EL CLIENTE SUMINISTRA DETALLES DEL SISTEMA A VARIOS PROVEEDORES, SOBRE LAS CONDICIONES DE BOMBEO Y PIDE RECOMENDACIONES Y COTIZACIONES DE LAS UNIDADES QUE PAREZCAN MAS APROPIADAS -- PARA LA APLICACION.	LA MAYOR PARTE DE LA ESPECIFICACION LA HACE EL PROVEEDOR AL MOMENTO DE LLENAR LOS CUESTIONARIOS QUE EL COMPRADOR LE - SOLICITA.
COMPRA DIRECTA	EL COMPRADOR EFECTUA UN - CALCULO COMPLETO DEL EQUIPO DE BOMBEO PROCEDIENDO LUEGO A ELEGIR LA UNIDAD MAS ADECUADA DE CATALOGOS Y GRAFICAS QUE EL PROVEEDOR LE SUMINISTRO.	LA MAYOR PARTE DE LA ESPECIFICACION LA REALIZA EL COMPRADOR
	EL COMPRADOR Y EL PROVEEDOR ELIGEN LA BOMBA DE ACUERDO A LOS CONOCIMIENTOS DE AMBOS.	LA ESPECIFICACION ES ENTRE AMBOS.

**TABULACION DE
COTIZACIONES
DE BOMBAS CENTRIFUGAS CON ACCIONADOR**

CLIENTE: _____ REQUERIMIENTO: _____
 CONTRATO: _____ MATRIA: _____
 PLANTA: _____ BOMBA No. 1: _____
 FECHA: _____

CONDICIONES DE OPERACION:

LÍQUIDO / SERVICIO:
 TEMPERATURA BOMBA:
 DENSIDAD RELATIVA:
 PRESION DE VAPOR:
 VISCOSIDAD:
 CAUDAL BOMBA / HORARIA:
 PRESION DE DESCARGA:
 PULSACION DIFERENCIAL:
 CARGA DIFERENCIAL:
 OPRER DISPONIBLE:
 POTENCIA MECANICA:

FABRICANTE	FABRICANTE 1.	FABRICANTE 2.	FABRICANTE 3.
DESCRIPCION			
CARACTERISTICAS MECANICAS			
1- CUMPLE CON LAS CONDICIONES DE OPERACION			
2- MATERIAL: FUNDIDO			
3- BOMBA: ANGA / LANCOS / CONSTADTANET.			
4- CUBO: PEGUENTS			
5- MATERIAL DE BOMBA			
6- EF. DE BOMBO / BHP / RPM			
7- BOMBA: BHP DE BHP / SELEC 7HP - BHP ACCIONADOR			
8- CARGA: DIFERENCIAL / BHP / SELEC 7HP / BHP			
9- CAUDAL BOMBA: BHP / C/A BOMBA (BPM)			
10- CUMPLE CON LOS REQUISITOS			
DETALLES DE CONSTRUCCION			
11- MONTAJE DE LA CARGA: C/F - B/B			
12- CORTE DE LA CARGA: ABIL / RADIAL			
13- TIPO DE VOLTAJE: SIMPLE / DOBLE / DIFERENCIAL			
14- MUCOSION: DIAM / BOMBA / C/A / POSICION			
15- DESCARGA: DIAM / BOMBA / C/A / POSICION			
16- IMPULSION: TIPO / DIAM. DIETAG / MAXIMO			
17- COLUMNAS: RADIAL / PERIL / ABIL			
18- COPLE / PROTECCION COPLE			
19- SISTEMA DE SELLADO / CODIGO / FABRICANTE			
20- DISEÑO: BHP / BHP / EMPALMADO / LUBRICACION: Sello			
21- MATERIAL: API CLASE 2 / CARGA - INVENTOR			
22- PRESION: MAXIMA PERM. / PRUEBA: MONOST.			
23- CUMPLE CON LOS REQUISITOS			
MOTOR ELÉCTRICO			
24- FABRICANTE / PROTECCION DE CARGA: TIPO DE MOTOR			
25- VOLT / RPM / CICLOS			
26- VOLTS / FASES / CICLOS			
27- CONJUNTES / LUBRICACION			
28- CUMPLE CON LOS REQUISITOS			
TURBINA DE VAPOR			
29- MARCA / MODELO			
30- POTENCIA / VELOCIDAD / MATERIAL: BHP - RPM			
31- MODO: INYECCION / SIFON / ESCAPE (BHP)			
32- CONJUNTO DE VAPOR: ESCAPE / POR: MODO			
33- MATERIAL: CARGA / MONTAJE / SIFON / ESCAPE			
34- CUMPLE CON LOS REQUISITOS			
COSTO DEL EQUIPO Y CONDICIONES DE VENTA			
35- PRECIO BOMBA			
36- PRECIO MOTOR			
37- PRECIO TURBINA			
38- PRECIO: MONTAJE / EMPALMADO / MONTAJE / MONTAJE			
39- PRECIO: PRUEBA: BHP			
40- ESTAS: POR			
41- ESTAS: POR			
42- ESTAS: POR			
43- COSTO TOTAL			
44- COSTO OPERACION: MOTOR ELÉCTRICO			
45- COSTO OPERACION: TURBINA			
46- PRECIO: PRUEBA			
47- LAS BOMBA			
48- LAS BOMBA / FUENTE			
49- TIEMPO DE ENTREGA: DÍAS / EQUIPO			
50- PESO DEL EQUIPO			
NOTAS ADICIONALES			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			

FIGURA 5.1 FORMATO DE TABULACION PARA LA ADQUISICION DE EQUIPO POR CONCURSO.

En la tabla 5.1 se muestra la relación entre la selección y la especificación de acuerdo con la forma de adquisición. Los métodos de selección son los indicados en el capítulo 4 (punto 4.4).

5.3 ESPECIFICACION DEL EQUIPO DE BOMBEO.

Para el sistema analizado en este trabajo, la selección es realizada por el diseñador y la adquisición es por compra directa.

Las especificaciones de las bombas centrífugas empleadas en la industria de proceso, son del tipo general y códigos internacionales como se indica a continuación:

A). API-610

Se trata de una especificación de las más conocidas en el diseño y especificación de bombas centrífugas ya que representa para los fabricantes de bombas la base para el diseño y construcción; así como también para muchos usuarios sirve como referencia para la generación de sus propias especificaciones.

Esencialmente el API-610 especifica una bomba de alta calidad, de construcción para trabajo duro, adecuado para un periodo largo de vida útil en trabajos de refinería

B). ANSI B73.1 "EXTREMO DE LA SUCCION HORIZONTAL"

La especificación B73.1 cubre bombas de flecha horizontal con el extremo en la succión a través de un rango de 15 tamaños. Estos tamaños son estandarizados y deben estar conforme a las dimensiones anotadas en las normas. Por lo tanto, tamaños similares de las bombas de diferentes fabricantes pueden ser substituidos en una base dada.

Un diseño único es que la conexión de la descarga de la bomba es en forma vertical y sobre la línea de centro de la bomba, hecho para un diseño relativamente simple de tubería y para permitir un diseño de "auto venteo".

C). ANSI B73.2 "VERTICAL EN LINEA".

Estas bombas presentan la ventaja de poder ser armadas en línea esto es las bridas de succión y descarga están en los extremos opuestos de la bomba y en línea. Esto se hace para un diseño de tuberías relativamente simple y el peso ligero de estas bombas simplifica el problema de la cimentación. Las bombas más pequeñas no tiene cimentación y solo se sostienen en un tubo sostenedor en las líneas de succión y descarga.

Una desventaja de las bombas en línea es que su motor no es enteramente estandar y cuando se conecta a una tubería de vapor estas bombas pierden algún tipo de cimentación y las conexiones de vapor a la turbina complican el arreglo de tuberías al grado de que practicamente iguala a la bomba horizontal.

La selección se basó en la revisión de catálogos ya existentes, de tal manera que se tuviese el arreglo óptimo de bombas con equipo existente en el mercado (capítulo 4, punto 4.5); lo que permite una especificación más completa para su posterior adquisición.

Los documentos empleados para la especificación del equipo son las llamadas hojas de datos. El formato y datos incluidos en éstas, se rigen por normas de acuerdo a la aplicación del equipo.

Para el caso del equipo de bombeo del área petrolera, la especificación se realiza basada en la norma API-610²³.

La especificación por norma API-610 muestra los siguientes datos:

- Datos generales. Nombre de la planta, localización, etc.
- Datos generales del sistema. Número de unidades, fabricante, tipo de accionador.
- Condiciones de operación del equipo.
- Comportamiento de la bomba.
- Construcción y materiales.
- Datos del accionador.
- Datos finales del fabricante.

NOTA.- En el capítulo 4 también se hace referencia al método de adquisición por concurso.

Para el sistema analizado la hoja de datos de acuerdo a la norma API-610 se muestra a continuación, así como las principales características de la bomba (extraídas del catálogo del proveedor).

HOJA DE DATOS

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
ENEP ZARAGOZA. TESIS PROFESIONAL**

PLANTA PLASFORMA DE RESBOMB	CONTRATO TESIS	HOJA 1 DE 1
LOCALIZACION GOLFO DE MEXICO	REQUISICION 00001	FECHA ENERO-92
CLAVE DA-100 A-G-2R	HECHA POR CLA-FRR-NSC	APROBADA M M
Nº UNIDADES NUEVE (9)		

BOMBAS CENTRIFUGAS

SERVICIO BOMBEO DE CRUDO HACIA TIERRA		ACCIONADOR TURBINA DUAL	
Nº REQ EN USO CONTINUO SIETE (7)		ACCIONADOR TURBINA DUAL	
TEMP. BOMBEO C ESTABILIZADO DOS (2)		TAMARO Y TIPO DUAL (GAS/DIESEL)	
FABRICANTE BOMBA "QUOLDS PUMPS"			

CONDICIONES DE OPERACION				COMPORTAMIENTO	
LIQUIDO: CRUDO LIGERO	GPM A TB NORM: 2,201 DIS 2,201	CURVA COMPUSTA No		8.1 a	
DESCARGA DSI: 1,029 F		NPSH MEC (AGUA) DISE		3	
P SUCC DSI: 41.86		NO ANSOS		3	
P DIF DSI: 92.8		APM		2560	
COLUMNA DIF DISE: 2,400		BHP		1,644	
NPSH DISP A PT DISE: 88.3		EFIC DE DISEÑO		0.76	
POTENCIA HIDRAULICA: 1,318 HP		MAX BHP DE DIS EN IMPUL		380	
		MAX COLUM DE DIS EN IMPUL DISE		477	
		GASTO MIN. CONT. GPM		800	
		ROTACION FRENTE ACOPAMIENTO:			
		AGUA DE ENFRIAMIENTO MRA:			
		BALEPOS:			
		ESTOPERO:			
		PEDESTAL:			
		PRESAESTOPM:			
		AGUA NECESARIA GPM:			
		ENFRIAMIENTO EMPQUE:			
		AGUA DE SELLO:			
		TUBERIA AUXILIAR:			

CONSTRUCCION Y MATERIALES				
BOQUILLAS	DIAMETRO	CLASIF. ASA	CARA	POSICION
SUCCION	Ø 28 pulp	160D DSI	PLANA	LATERAL
DESCARGA	Ø 30 pulp	160D DSI	PLANA	LATERAL
IMPULSOR TIPO:	CERRADO	DIAM DISEÑO	12 pulp	MAXIMO 12 5/8 pulp
BALEPOS No.:	-----	RADIAL:	-----	AXIAL: -----
COPEL Y GUARDA:	-----	PLACA BASE:	CONTINUA	-----
EMPQUE:	-----	CODIGO:	-----	FABR: -----

CLAVE DE LOS MATERIALES	CARCAZA PARTES INTERNAS	MATERIAL	PRUE DE VALLES	NECESARIO	CON TESTIGOS
L - F FUNDIDO	IMPULSOR INTERIORES (CARCAZA)	I	FUNCIONAMIENTO		
B - BRONCE	CAMISA (EMUNGADA)	I			
S - ACERO	CAMISA DE SELLO	I			
C - (11-12) MICROMO	PIRRES DESGASTABLES	C			
A - ALEACION	FLECHA	C			
H - ENDURECIDO		C			
F - PULIDO		C			
K -					

MOTOR POR:-----	TURBINA POR:-----	BOMBAS FINALES NO MARRICANTE
CLAVE MONTADO POR	CLAVE MONTADO POR	DIAM DEL IMPUL (MM)---
HP ----- RPM ----- CORAZA	HP ----- RPM ----- CORAZA	DIB GENERAL No.-----
MARCA -----	MARCA -----	CURVA DE PRUEBA No.-----
TIPO ----- AISLAMIENTO -----	TIPO ----- AISLAMIENTO -----	DIB GENERAL No.-----
ENVOLT ----- ELEV TEMP -----	ENVOLT ----- ELEV TEMP -----	DIB DE VALLES BOMBA No.-----
VOLTAJES/CICLOS -----	VOLTAJES/CICLOS -----	DIM SELLO EN DIB.-----
BALEPOS ----- LUBR -----	BALEPOS ----- LUBR -----	No SERIE DE BOMBA.-----
AMP PLENA CARGA:-----	AMP PLENA CARGA:-----	

REGIDA POR CODIGO API-610 SI NO SE ESTABLECE OTRA COSA

OBSERVACIONES

LA TURBINA ES DE GAS, TIPO DUAL, MANEJANDO GAS O DIESEL, CON UNA POTENCIA DE 2,148 HP (150) Y CON UNA VELOCIDAD DE 3600 RPM. LA MARCA ES YANMAR DIESEL ENGINE

REVISION	
FECHA	
DEP PROC	
DEP MEC	

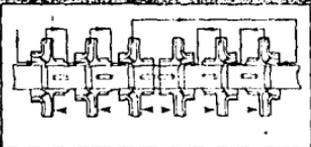
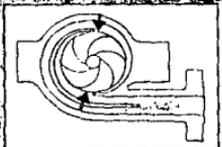
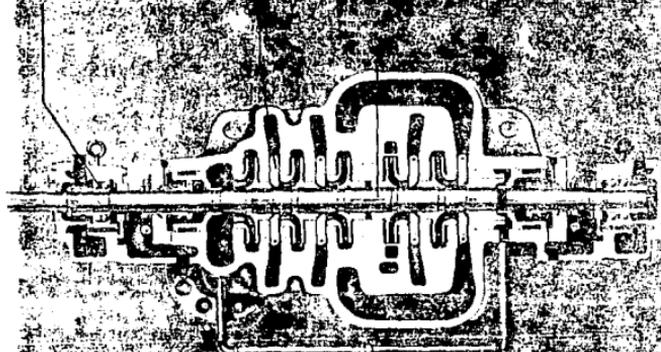
DATOS GENERALES DE LA BOMBA
(EXTRAIDOS DEL CATALOGO "GOULDS PUMPS GPM5")

Para conseguir una mejor especificación del equipo de bombeo se presentan también parte del catálogo "GOULDS PUMPS GPM5", del cual fueron extraídos los datos más importantes para la selección de las bombas.

Heavy Duty Design Features for Wide Range of High Pressure Services



WATER-COOLED BEARINGS (7/10)



**BOMBA MULTI-ETAPA DE ALTA PRESION
MODELO 3300**



**Designed for Refinery, Pipeline,
Boiler Feed, Descaling and
Other High Pressure Services**

- Capacities to 2800 GPM (636 m³/h)
- Heads to 6000 feet (1829 m)
- Temperatures to 375°F (190°C)
- Pressures to 2400 PSIG (16,546 kPa)

Design Features

Dual Volute for radial balance.
Opposed Impellers for axial balance.
Double Bolted Casing for pressure containment.
Centerline Mounted Casing minimizes thermal expansion.

Impellers - shrink-fit; each impeller independently positioned with split retaining rings. To facilitate removal and installation of impellers, the shaft is machined in 0.005" (0.13 mm) steps from center to each end.

Case Wear Rings, Interstage Pieces and Bushings - sealed against interstage leakage by tongue and groove fit, pinned to prevent rotation.

Splitter - contoured for optimum hydraulic performance and individually bolted to casing to eliminate interference with rotating element when inspection is required.

Stuffing Boxes - Cartridge type to provide maximum packed box or mechanical seal flexibility.

Double Suction First Stage Impeller - provided on 4" and 6" pumps.

Shaft - 12-14% chrome steel standard.

Meets API-610 (6th Edition) requirements.

Services

- Boiler Feed
- Crude Oil Charging
- Descaling
- Pipeline Booster
- Mine Pumping
- Water Works
- Booster Service
- Loading Station Service
- Hydraulic Press Operation
- Oil Field Secondary Recovery
- Lean Oil
- High Pressure Process

LISTA DE PARTES Y MATERIALES DE CONSTRUCCION

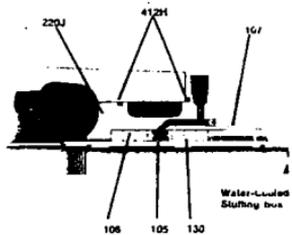
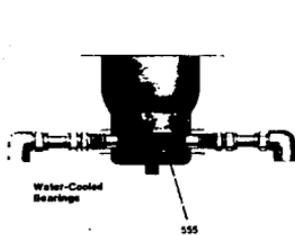
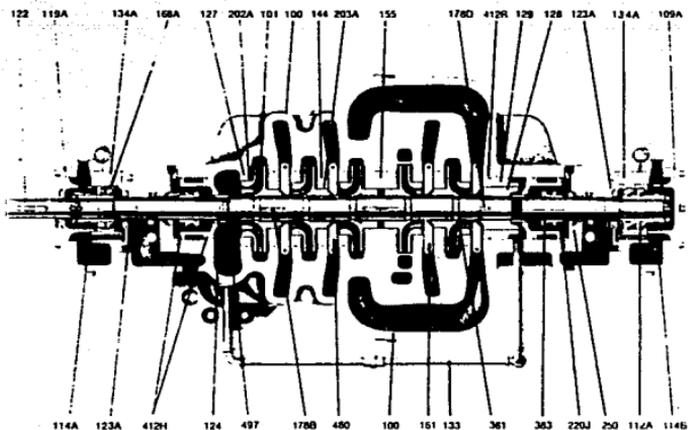
Item No.	Part Name	Standard Construction	Material			
			Carbon Steel/ Chrome Silver Parts	Carbon Steel/ Chrome-Pinned	All Chrome Steel	
100	Case—Upper and Lower		Carbon Steel		12% Chrome	316 LSS
101	Impeller		Carbon Steel		12% Chrome	316 LSS
105	Lenslet Ring			12% Chrome		316 LSS
106	Packing			Hard/Soft		
107	Packed Box Gland		Carbon Steel/Bronze Lined			
109A	End Cover—Thrust					Cast Iron
112A	Ball Bearing—Thrust					Steel
114 A/B	Oil Ring					Red Brass
118A	End Cover—Coupling					Cast Iron
122	Shaft	12% Chrome	4140		12% Chrome	316 SS
125A	Deflector—Inner					Red Brass
1247	Shaft Nut			12% Chrome		316 SS
1247	Shaft Sleeve—Packed Box	12% Chrome (Hard)				See Note (1)
1277	Wear Ring—Case (Section)	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome		316 LSS (Hard-faced)
128	Sleeve—Pressure Reducing	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome (Hard-faced)		316 LSS (Hard-faced)
129	Bushing—Pressure Reducing	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome (Hard-faced)		316 LSS (Hard-faced)
133	Dr. Pass Line		Carbon Steel (Schedule 80) Pipe			316 SS (Schedule 80) Pipe
134A	Beading Housing					Cast Iron
144	Wear Ring—Case (Impeller Hub)	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome		316 LSS (Hard-faced)
155	Bushing—Case Center Assembly	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome		316 LSS (Hard-faced)
161	Springs					316 SS
168A	Ball Bearing—Coupling					Steel
178B	Key—Impeller			303 S/S		316 SS
178D	Key—Sleeve, Pressure Reducing			303 S/S		316 SS
202A	Wear Ring—Impeller (Section)	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome (Hard)		316 LSS (Hard-faced)
203A	Wear Ring—Impeller (Hub)	Type 2 Ni-Resist		12% Chrome (Hard)		316 LSS (Hard-faced)
220J	Stuffing Box (2)		Carbon Steel		12% Chrome	316 LSS
250	Gland—Mechanical Seal		Carbon Steel/Bronze Bushing		Ch. St./Brz. Bushing	316 LSS/Carbon Steel
351	Gasket—Casing Parting (NI)					Asbestos
353A	Ball—Gland, Mechanical Seal (NI)		4140	4140		316 SS
358A	Casing Studs (NI)					
361	Retaining Ring, Split			12% Chrome		316 SS
363	Mechanical Seal					As required
412H	O-ring—Water Jacket					Viton
415R	O-ring, Press. Reducing Bushing					Viton
475	Casing Nuts (NI)			4140		
460	Screw—Splitter					316 SS
487	O-ring—Shaft Nut					Viton
555	Tubing—Coating (Planned) (3)					Stainless Steel/Copper

- (1) Hard metal coated shaft sleeve must be added with packed box.
 (2) Drilling for stuffing box jacket will be provided only when ordered.
 (3) Bearing cooling standard and required. Suitable for full casing pressure.
 NI — Not Illustrated

MATERIALES DE CONSTRUCCION

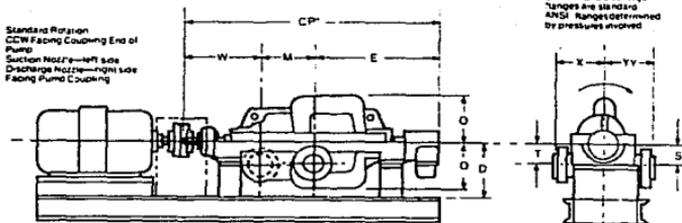
Carbon Steel	ASTM A216 Gr. WCB	—
12% Chrome	ASTM A743 CA8MA	ASTM A276 Ty 416 SS
Ty 2 Ni-resist	ASTM A436 Type 2	—
316 SS-316 L	ASTM A743 Type 316 L	ASTM A276 Ty 316 SS
Cast Iron	ASTM A48	—
4140	—	ASTM A322 Gr. 4140

VISTA SECCIONAL



DIMENSIONES Model 3300

TODAS LAS DIMENSIONES EN pulg Y (mm)

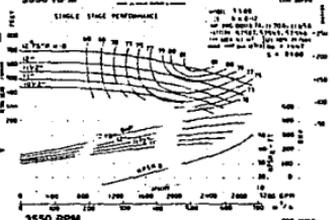
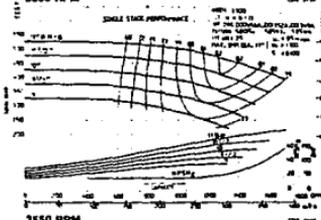
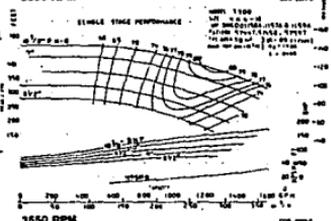
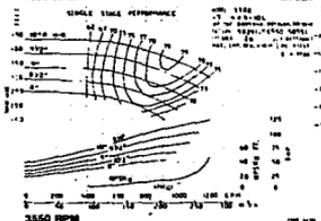
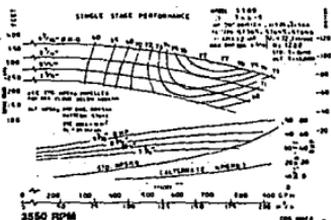
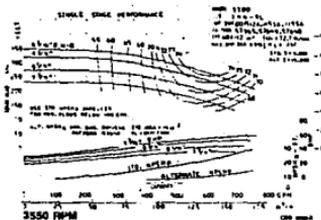


Pump Size	Sig. %	Flange Size Suct. Disch.	CP	D	E	M	O	S	T	W	X	Y	
3 x 6-9	4	65% (1654)			33% (845)	11% (286)							
	5	69% (1772)			33% (845)	15% (403)							
	6	74% (1889)			37% (962)	15% (403)							
	7	79 (2007)			37% (962)	20% (521)							
	8	83% (2124)			42% (1080)	20% (521)							
	9	88% (2242)			42% (1080)	25% (638)							
	10	93% (2359)	(686)		47% (1197)	25% (638)							
	11	97% (2477)			47% (1197)	29% (756)							
	12	102% (2594)			51% (1314)	29% (756)							
	13	106% (2711)			51% (1314)	34% (873)							
	14	111% (2829)			56% (1432)	34% (873)							
	4 x 6-10	4	72% (1832)			35% (905)	11% (292)						
		5	77% (1969)			35% (905)	16% (429)						
		6	82% (2105)			41 (1041)	16% (429)						
7		88% (2242)			41 (1041)	22% (565)							
8		93% (2378)	(686)		46% (1178)	22% (565)							
9		99 (2515)			46% (1178)	27% (702)							
10		104% (2651)			51% (1314)	27% (702)							
11		109% (2788)			51% (1314)	33 (838)							
12		115% (2924)			57% (1451)	33 (838)							
6 x 8-12		4	88% (2238)			44% (1121)	14 (356)						
		5	94% (2403)			44% (1121)	20% (521)						
		6	101% (2569)			50% (1266)	20% (521)						
		7	107% (2734)	(711)		56% (1426)	27 (686)						
		8	114% (2899)			57% (1451)	27 (686)						
	6 x 8-12	9	121% (3064)			63% (1601)	34 (873)						
		10	128% (3229)			63% (1601)	40 (1021)						
		11	135% (3394)			69% (1756)	40 (1021)						
		12	142% (3559)			75% (1911)	47 (1197)						
		13	149% (3724)			75% (1911)	53 (1352)						
		14	156% (3889)			81% (2066)	53 (1352)						

*Dimension based on Kingsbury bearings.

CURVAS DE FUNCIONAMIENTO

(ETAPAS SENCILLAS)



CAPITULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 RECOMENDACIONES.

La operación de una bomba centrífuga puede afectarse por dificultades hidráulicas o mecánicas. Las dificultades hidráulicas pueden hacer que una bomba falle hasta no descargar nada de fluido, o la bomba puede descargar una cantidad insuficiente, desarrollar presión insuficiente, perder su cebado después de arrancar o consumir energía excesiva. Las dificultades mecánicas pueden aparecer en los estoperos o cojinetes, o producir vibración, ruido o sobrecalentamiento de la bomba.

Es importante tener en cuenta que con frecuencia hay una conexión definida entre estas dos clases de dificultades. Por ejemplo, un aumento de desgaste en los espacios libres móviles se debe clasificar como una dificultad mecánica, pero dará por resultado una disminución de la capacidad neta de la bomba -un síntoma hidráulico- sin que origine necesariamente un colapso mecánico o siquiera una vibración excesiva. Como consecuencia, es una gran ventaja clasificar los síntomas o las causas por separado y enlistar una relación de posibles causas contribuyentes para cada síntoma.

El remedio para cada falla es casi siempre evidente de por sí. Parte de este capítulo esta destinado a analizar algunos puntos de falla más importantes, pudiendo así diagnosticar y evitar estas fallas.

Ruido en la bomba.

El ruido de la bomba, con frecuencia, le da a un hombre de mantenimiento experimentado una indicación definida de la causa de la falla. Si una bomba produce un ruido de crepitación, el motivo de la falla probablemente se encuentra en la succión de la bomba. Este tipo de ruido generalmente se asocia con la cavitación -la condición que se presenta cuando la presión en cualquier punto es menor que la presión de vapor del líquido a la temperatura predominante-. Algo de líquido se transforma en vapor, y las burbujas de vapor son acarreadas con el líquido. Si esto sucede en el área de succión de una bomba centrífuga o dentro de la entrada del impulsor, las burbujas acarreadas al interior del impulsor sufren un aumento de presión y, por lo tanto, se condensan. Este proceso va acompañado de un colapso violento de las burbujas, posible picadura y erosión de los álabes del impulsor y un ruido definido de crepitación. Por supuesto, la presencia de vapor dentro del líquido bombeado causa una reducción de la capacidad de la bomba. La cavitación, por lo tanto, es un resultado directo de presión insuficiente en la succión de la bomba -operación con carga neta de succión positiva (NPSH) insuficiente-.

Este diagnóstico puede verificarse. Por ejemplo, estrangulando la descarga de la bomba se reducirá la capacidad y posiblemente se restablezca la operación de ella a un campo en el que se cuente con un NPSH suficiente en la succión de la bomba. Si este paso elimina el ruido de crepitación, el diagnóstico es correcto, y las medidas correctivas consistirán ya sea en aumentar el NPSH para las condiciones normales de capacidad de operación, o en reponer el impulsor existente con uno que puede operar con las condiciones establecidas de NPSH si este último no se puede alterar.

Un ruido de resonancia sordo y prolongado en los conductos de descarga de la cubierta, generalmente es debido a la operación de la bomba con capacidad de carga parcial cuando la bomba no es apropiada hidráulicamente para esa operación, o por operar la bomba con capacidades muy en exceso de aquellas para las que fué diseñada.

El golpe de ariete es causado por un cambio repentino de la velocidad de flujo de una columna de líquido y, en general, es serio sólo cuando intervienen líneas largas de tubería. El golpe de ariete puede evitarse arrancando una bomba contra una válvula de compuerta cerrada y luego abriendo la válvula lentamente. Este procedimiento origina un aumento gradual de la velocidad del líquido en la tubería. Durante el ciclo de parada, es necesario cerrar lentamente la válvula de compuerta y parar la bomba después de que se ha cerrado totalmente la válvula. Este método falla cuando una unidad o unidades se paran repentinamente con un control o por falla de corriente. Una precaución adicional para el control de golpes de ariete debe proveerse en instalaciones en las que la presión resultante debida al golpe de ariete puede llegar a un nivel peligroso.

En esas instalaciones se usan, por lo general, válvulas de retención de abertura y cierre lentos para aumentar el flujo gradualmente cuando se arranca la bomba y cerrar lentamente cuando se para. En otras instalaciones se emplea una válvula de protección especial. Esta se abre toda rápidamente con la caída de presión que es parte del ciclo del golpe de ariete, y luego cierra lentamente para estrangular el flujo inverso resultante. Algunas veces se han usado satisfactoriamente tanques de balance cargados con aire o cámaras de aire.

Debido a que una bomba movida con motor dejará de descargar fluido casi instantáneamente cuando se corta la energía, el golpe de ariete es un problema más serio. En algunas instalaciones de alta carga, el tiempo de parada se ha prolongado agregando a la unidad un volante. Aunque el tiempo real que requiere la unidad para pararse se prolonga muy poco, este ciclo de parada más lento ayuda mucho para reducir al mínimo el golpe de ariete.

Entrada de aire a una bomba.

Si una bomba opera con una elevación de succión, algunas veces el aire entrará a la bomba por los estoperos a menos que se instalen faroles en las cajas y se les conecte líquido con presión positiva a dichos faroles. El aire puede entrar también abajo de los manguitos de la flecha. Algunas veces la propia tubería de succión no es totalmente hermética y entra aire para acumularse en la parte superior de la cubierta.

Si se permite que entre una cantidad limitada de aire al lado de succión de una bomba centrífuga, el aire será arrastrado fuera de la bomba. Esta habilidad de una bomba centrífuga para arrastrar una cantidad pequeña de aire por sus conductos, se utiliza en algunas instalaciones que consisten en un tanque neumático para agregar aire al tanque. Si entra aire en los conductos de succión y pasa por la bomba, hay una reducción en la cantidad de fluido manejado y en la fuerza requerida. Si la cantidad de aire que se permite entrar al lado de la succión aumenta, se alcanza un punto al cual la bomba ya no puede arrastrar el aire con el fluido y la bomba perderá su cebado.

Algunas veces una bomba que opera satisfactoriamente con descarga completa perderá su succión cuando se estrangule a un caudal de descarga más bajo. Esta condición puede deberse a la presencia de aire que haya entrado en la bomba. Con la capacidad total de descarga, las velocidades en la cubierta de la bomba son suficientemente altas para arrastrar el aire hasta la tubería de descarga, purgando así constantemente el aire de la cubierta de la bomba. Cuando se reduce la capacidad, las velocidades son insuficientes para llevarse el aire que se acumula. Este aire se acumula en la parte central del impulsor y no le permite escapar el anillo de agua que expulsa el impulsor. La habilidad del impulsor para generar la carga total se reduce por la presencia del aire en la porción central. Este aire eventualmente evita la acción del bombeo aún más y la bomba pierde su cebado.

Una bomba puede descargar su capacidad normal especificada cuando se arranca, pero gradualmente disminuye hasta que maneja solo una fracción de su flujo nominal. Este funcionamiento indica una entrada de aire. El aire se acumula dentro de la bomba y va reduciendo la capacidad efectiva. Es posible verificar la precisión de este diagnóstico después de parar la bomba, permitiendo que el aire suba a la parte superior de la cubierta y de las volutas de succión. Si la bomba trabaja con carga de succión, abriendo las purgas de la cubierta y de la succión a la atmosfera, saldrá el aire y la capacidad de la bomba se restablecerá cuando se vuelva a arrancar. Si la bomba opera con elevación de succión, al abrir los escapes es obvio que no se volverá a cebar la bomba y deberá cebarse por los métodos que de ordinario se usen para este objeto.

Algunas bombas ruidosas que operan con elevación de succión pueden silenciarse permitiendo una pequeña entrada de aire en la succión. Este procedimiento se considera malo. La admisión del aire suprime el ruido solo porque ésta opera con elevación de succión excesiva y el aire amortigua el fenómeno de cavitación. La cantidad de aire necesario para callar la bomba varía con la capacidad, y una variación de la capacidad debida a variación de la carga de operación, requerirá una cantidad diferente de aire. Además, la presencia de aire disminuye la eficiencia de la bomba y puede acelerar la corrosión. El hecho de que una cantidad de aire calle ciertas bombas ruidosas debería usarse como una prueba para determinar si la causa de ruido está en el lado de la succión, pero la admisión de aire no es un remedio.

Materia extraña en la bomba.

La presencia de materia extraña en el impulsor o la cubierta de una bomba centrífuga puede conducir a dificultades serias y deberá, a menos que la bomba esté especialmente diseñada para manejar ese material, evitarse cuidadosamente. Siempre deberán colocarse coladeras o cedazos en la línea de succión si se espera que haya materia extraña en el líquido manejado.

Desalineamiento y daños a las partes interiores.

Nunca deberá permitirse que se presenten dificultades por desalineamiento. No hay absolutamente una excusa para no seguir correctamente las instrucciones proporcionadas por el fabricante de la bomba -instrucciones que son por lo general explícitas y no difíciles de seguir-. Además de los efectos obvios en los cojinetes de la bomba, un desalineamiento serio con frecuencia interfiere con el buen funcionamiento de los estoperos e impondrá un esfuerzo severo en la flecha, en ocasiones provocando la falla de ésta por fatiga.

Raras veces una bomba puede tener dificultades mecánicas cuando se arranca inicialmente, debido a rozamiento de las partes giratorias, una flecha doblada, partes internas dañadas, juntas defectuosas de la cubierta, un rotor desbalanceado o causas similares. La mayoría de estos defectos deberían descubrirse antes del embarque, durante la prueba en la planta del fabricante; pueden, sin embargo, presentarse después de que una bomba se desarma y se vuelve a armar en el campo. No se pretende aquí criticar al personal de mantenimiento; pero debe reconocerse que el personal que se encarga de ese trabajo a intervalos poco frecuentes, no puede esperarse que esté tan familiarizado con las operaciones y precauciones necesarias, como el personal que lo desempeña continuamente.

La primera en la lista de las dificultades que pueden ocurrir al volver a armar los rotores en el campo, es el contacto entre las partes giratorias y estacionarias del rotor. Se deben tomar las precauciones necesarias para eliminar las posibilidades de que este contacto ocurra.

Otros procedimientos que pueden, en ciertas condiciones, causar que se pegue un rotor en sus espacios libres interiores, son el arrancar una bomba que maneja líquidos a temperaturas altas antes de calentarla completamente, y también, correrla a una velocidad muy reducida varias veces y luego, cortando la fuerza, dejarla que gire hasta pararse varias veces. La bomba puede pegarse porque si cualquiera de sus partes interiores roza, aún ligeramente, generando calor y si la bomba no ha llegado a su velocidad, no hay suficiente líquido que fluya por los espacios libres para enfriar los elementos que se ponen en contacto. Si se corta la fuerza cuando la bomba se pega, el rotor se pegará sólidamente en los anillos de desgaste mientras rueda para frenar. Por lo tanto, se recomienda que cuando una bomba se arranca fría o solo escasamente caliente, la unidad deberá llevarse a su velocidad total de operación y dejarse correr continuamente. Si por alineamiento defectuoso, hay un ligero contacto momentáneo, hay probabilidades de que no se pegue la bomba.

Si las caras axiales de contacto de los cubos del impulsor, manguitos de la flecha y tuercas de ésta, no están el 100% perpendiculares a los huecos de estas partes, un apriete excesivo de las tuercas de la flecha conducirá a que se doble ésta y a un posible contacto de las partes giratorias. Por esta razón, a un rotor vuelto a armar deberá siempre verificársele la concentricidad y centralo antes de colocarlo en la cubierta de la bomba.

Empaquetadura para estopero.

Las dificultades con la empaquetadura del estopero son una de las causas más comunes de falla de la bomba. Las condiciones que contribuyen a las dificultades de estoperos son:

1. La flecha que trabaje fuera de centro por excesivo desgaste en los cojinetes, una flecha doblada o desalineamiento. Esta condición puede verificarse fácilmente -primero desconectando el acoplamiento y verificando nuevamente el alineamiento y, segundo, montando un indicador en la cubierta de la bomba cerca del estopero para determinar si la flecha gira concéntricamente.
2. Flecha o manguito de la flecha desgastados y rayados en la empaquetadura. Un examen rutinario de estas partes revelará si deben cambiarse por nuevos o repararse.
3. Vibración de la flecha debido a desbalanceo del rotor, cavitación, operación con flujos extremadamente bajos o mayores de la capacidad máxima recomendada, o inestabilidad de conexión en paralelo.
4. Taponamiento de la conexión de agua de sello o localización inapropiada del sello, por lo que no puede entrar agua al estopero. La presencia de mugre o arenisca en el líquido sellador causará igualmente dificultades en el estopero rayando la flecha o manguito.

5. Apriete excesivo del prensaestopa con ausencia consiguiente de escurrimiento que lubrique la empaquetadura. Es necesaria la observación diaria de la operación de la bomba, junto con el conocimiento de que es necesario algo de escurrimiento para la operación apropiada de los estoperos, con lo que se evitarán dificultades por esta causa.
6. Falta de suministro adecuado de enfriamiento en los estoperos enfriados con agua, si la bomba está equipada con ellos.
7. Espacio libre excesivo entre el fondo del estopero y la flecha o manguito, que hace que la empaquetadura se empuje gradualmente al interior de la bomba. Esta condición puede presentarse cuando la flecha o manguitos se reparan esmerilándolos con exceso, en vez de reponerlos o rellenarlos para darles las dimensiones originales.
8. Empaquetadura que no se seleccionó convenientemente para las condiciones de presión temperatura o velocidad de rotación.
9. Empaquetadura que no se insertó correctamente en el estopero porque los anillos son muy cortos y la separación entre sus extremos es excesiva, o porque las juntas de los anillos no están separadas.

Cojinetes.

Las dificultades de los cojinetes probablemente ocurren en las instalaciones de bombas centrífugas tan frecuentemente como las dificultades con la empaquetadura y los manguitos. La siguiente lista de causas contribuyentes es relativamente extensa y deberá analizarse cuidadosamente si la reposición de los cojinetes se convierte en un problema consistente:

1. Carga excesiva radial o de empuje causada por alguna falla mecánica dentro de la bomba o por falla del dispositivo hidráulico compensador de empuje, si se usa uno.
2. Exceso de grasa o aceite en la pista de un balero antifricción. Este defecto causará sobrecalentamiento y falla del balero.
3. Calentamiento excesivo del cojinete debido a la disipación inadecuada del calor o una falla de suministro del medio enfriador.
4. Falla de lubricación.
5. Mugre o materia extraña en el lubricante.
6. Instalación defectuosa de los baleros antifricción (daño durante el montaje, armado incorrecto de baleros en la reunión de cojinetes, uso de baleros distintos como pares, y otras cosas semejantes).
7. Oxidación de los baleros debido a la presencia de agua en la caja de baleros.
8. Enfriamiento excesivo de los cojinetes enfriados con agua, dando por resultado la condensación de la humedad atmosférica en la caja de baleros.
9. Desalineamiento de la unidad, flecha doblada o vibración severa que imponen cargas excesivas en los cojinetes.

6.2 INDICES DE DISEÑO.

La experiencia y desarrollo tecnológico ha permitido el establecimiento de índices misceláneos útiles para seleccionar y comprar bombas de todos tipos:

Líquidos volátiles: Puede evitarse la ignición en la línea de succión de la bomba introduciendo un líquido de una fuente auxiliar. El control del flujo del líquido puede ser manual o automático.

Las unidades de reserva deben elegirse cuidadosamente si deben manejar más de un líquido. Elíjanse, columna y capacidad para los requisitos más severos. Compruébense los materiales de la construcción para asegurar que son los adecuados para todos los líquidos que habrán de manejarse.

El NPSH disponible debe ser el máximo que se pueda suministrar sin aumentar demasiado el costo del sistema.

Líquidos viscosos. Se manejan más fácilmente en tubos calentados, así como bombas, calderas y otros equipos. Puede usarse para este objeto vapor, agua caliente o electricidad.

La velocidad crítica de la flecha de la bomba deberá ser entre 20 por ciento arriba y 30 por ciento abajo de la velocidad mínima y máxima de operación respectivamente.

Baleros: éstos se usan para flechas de bombas y deben tener una vida media de servicio de por lo menos 10,000 hr.

La placa base: debe tener un anillo de drenaje, sumideros para drenaje, agujeros para pernos de anclaje y agujeros de sedimento.

Los collarines: para bombas que manejan líquidos inflamables deberán ser de material a prueba de chispas o revestidos interiormente con este tipo de material.

Los sistemas de empapado de aceite: para sellos mecánicos deberán tener una coladera, manómetro y termómetro.

Placa de características y flecha de rotación: deben suministrarse con la bomba. La placa debe contener el nombre del fabricante de la bomba, número de serie de la bomba, tamaño y tipo, columna de diseño, capacidad, velocidad temperatura, y presión de prueba estática.

Tubería de la bomba: Esta es más segura cuando se diseña de acuerdo con las reglas ASA para tubería de presión, ASA-B31.1.

6.3 CONCLUSIONES.

El ahorro de energía es uno de los aspectos más importantes que el ingeniero de diseño debe cuidar, ya que tiene una influencia directa en los costos de operación; por tal situación, el diseño y selección del equipo que trabajará a máxima eficiencia trae consigo la disminución de costos.

Como es sabido, el cálculo de bombas centrífugas está basado en un balance de energía (teorema de Bernoulli), lo que implica que el mejor conocimiento posible del sistema hidráulico permitirá saber el consumo estrictamente necesario de energía requerida.

Por otro lado, una buena selección debe proporcionar el equipo y arreglo óptimo, para consumir el mínimo de energía, cuidando también los costos fijos (costo del equipo) implicados.

Para el sistema analizado se puede concluir lo siguiente:

- El cálculo se basó en resolver el problema de transportar el crudo de la zona marina de producción hacia tierra, considerando primordialmente la presión a vencer a lo largo del oleoducto. Por lo que dicho cálculo nos permite conocer el consumo principal de energía, para asegurar la llegada del crudo a tierra.
- Una mejor selección de las bombas y su arreglo que consuman menos energía, podrían resultar de la realización de un concurso de proveedores, siguiendo los pasos que esto implica. Sin embargo una selección por compra directa, puede ser tan eficiente como la primera si es realizada por un grupo de especialistas que consideren todos los factores que esta involucra.

- La selección del equipo de bombeo fué realizada por el método de compra directa, la cual es técnicamente adecuada, ya que cumple con los requerimientos del sistema considerado.

El aspecto económico no fué considerado en esta selección.

La razón por la cual no se realizó una selección por concurso, fué que no se conto con los recursos necesarios.

- El arreglo final de las bombas y el tipo de éstas, fueron seleccionados considerando: eficiencia, flexibilidad, el NPSH, carga, columna, número de equipos necesarios y área de éstos; resultando ser los óptimos bajo estas condiciones, obteniéndose:

BOMBA

Proveedor:	Goulds
No. de bombas en uso:	7
No. de bombas de relevo:	2
Arreglo:	paralelo
Tipo de bomba:	multietapas
No. de etapas:	5
Flujo por bomba:	2,291.6 GPM
Cabeza L.D. por bomba:	2,400 pies
Presión de descarga:	1,025.73 psi
Potencia:	1,315.24 hp
Velocidad:	3,555 RPM

TURBINA

Proveedor:	Yanmar Diesel Engine
Potencia:	2,146 hp (ISO)
Velocidad:	3,600 RPM

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- CRANE. "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías." Mc Graw-Hill. 1a. edición en español, México 1987.
- 2.- Streater, V.L., Wylie, E.B. "Mecánica de los fluidos." McGraw-Hill. 6ta. edición. México, 1975.
- 3.- API. "Recommended Practice for Production Facilities on Offshore Structures." American Petroleum Institute. 1a. edición. Dallas, Texas 1974.
- 4.- Hicks, Teyler G. "Bombas. Su selección y aplicación." Editorial CECSA. México 1978.
- 5.- Perry, Robert H., Chilton, Cecil H. "Manual del Ingeniero Químico." Mc Graw-Hill. 2a. edición, México 1986.
- 6.- Viejo Zubicarray, Manuel. " Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones." Editorial LIMUSA. México 1983.
- 7.- McNaughton, Kenneth. "Bombas. Selección, uso y mantenimiento." Mc Graw-Hill. 1a. edición en español, México 1989.
- 8.- Graff, W. J. "Introduction to Offshore Structures. Design. Fabrication. Installation." Gulf Publishing Co. USA 1981.
- 9.- API. "Recommended Practice for Planning, Design and Construction of fixed Offshore Platforms." American Petroleum Institute. 1a. edición. Dallas, Texas 1976.

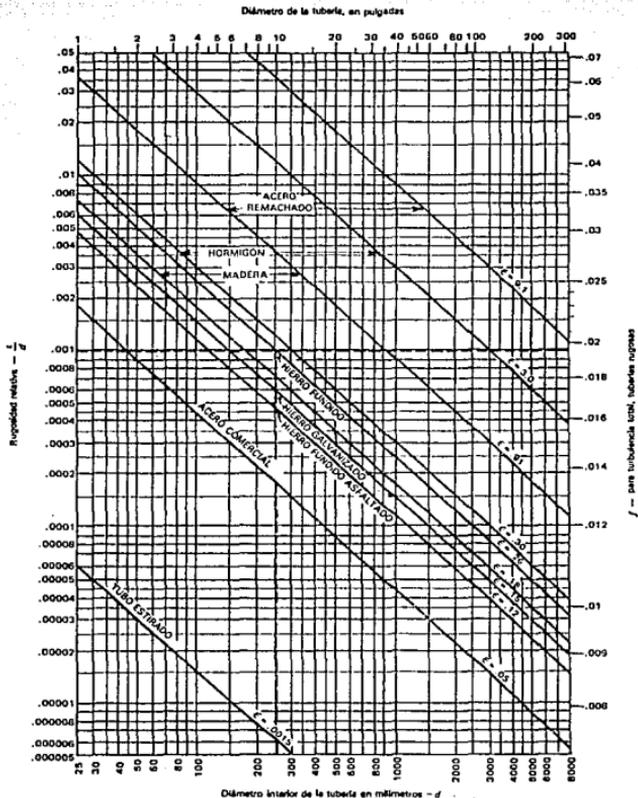
- 10.- Karassik, Igor J., Carter, Roy. "Bombas Centrifugas. Selección, Operación y Mantenimiento." Compañía Editorial Continental, S.A. México 1974.
- 11.- "Plataformas Marinas en la Sonda de Campeche." PEMEX. Subdirección de Proyecto y Construcción de Obras. México 1983.
- 12.- "Optimización del Sistema de Carga de crudo en Cayo Arcas." PEMEX-IMP. Revisión 2. México 1989.
- 13.- "Importancia en el cálculo, selección y especificación de bombas centrífugas para la industria." Apuntes del curso impartido por el Ing. René De la Mora Medina. México 1990.
- 14.- "1er. Seminario Nacional sobre aplicación, operación y mantenimiento de equipos de bombeo y sus componentes." Apuntes del Seminario organizado por ANIBIAC, PEMEX y CANACINTRA. México, 1990.
- 15.- "El Petróleo." PEMEX. Libro editado en conmemoración del 50 Aniversario de PEMEX. México 1988.
- 16.- "Plataformas Marinas." Tesis. Facultad de Ingeniería. UNAM. México, D.F. 1989.
- 17.- "Estimación de la capacidad de Servicios Auxiliares en una Plataforma." Tesis. FES Cuautitlán. México, D.F. 1985.
- 18.- "Gas Turbine World Handbook. 1988-1989." Vol. 11. USA 1989
- 19.- Ludwig, Ernest E. "Process Applied to Chemical and Petrochemical Industries." USA 1988.
- 20.- "Elementos de la Ingeniería de Producción del Petróleo". TESIS. IPN. México, D.F.; 1985.

- 21.- James P. Brill, H. Dale Beggs. "Two-Phases Flow in Pipes." University of Tulsa. 3ª Edición. Febrero, 1984. U.S.A.
- 22.- II Seminario de Ingeniería Mecánica Petrolera. "Evaluación Técnico-Económica de Bombas Centrifugas de Proceso". Carlos Franco Moncada. PEMEX, México 1978.
- 23.- Normas API. "API-610". 6ª edición, Marzo 1971. U.S.A.
- 24.- Serghides, T. K. y Kerr-McGee. "Estimation friction factor accurately". Chemical Corporation. Marzo 5, 1984. U.S.A.
- 25.- Jain, A. R. "An accurate explicit equation for friction factor." J. Hydraulics Div. ASCE. Vol. 102, Mayo 1976, U.S.A.
- 26.- "Análisis comparativo de correlaciones para el cálculo del factor de fricción." Tesis profesional, I.P.N. México, D.F. 1985.

A P E N D I C E A

TABLAS Y NOMOGRAMAS

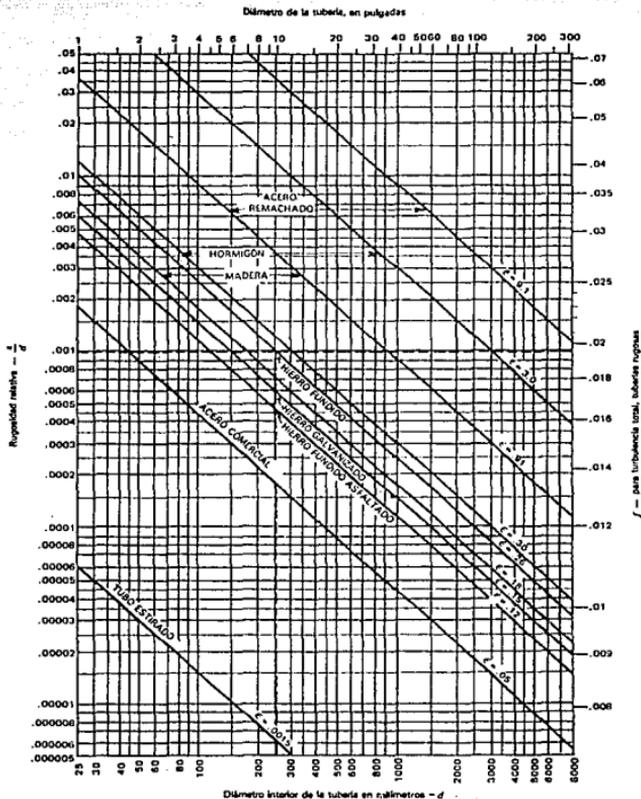
A-1 RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERIAS Y FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO EN REGIMEN DE TURBULENCIA TOTAL.



(La rugosidad absoluta k en milímetros)

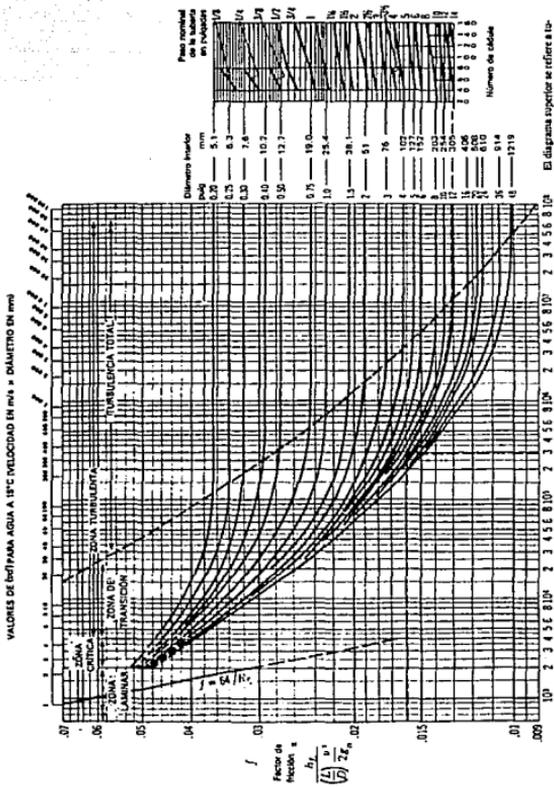
Problema: Determinese las rugosidades absoluta y relativa y el factor de rozamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 250 mm de diámetro interior.
 Solución: La rugosidad absoluta (k) = 0.26... Rugosidad relativa (k/d) = 0.001
 ...Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

A-1 RUGOSIDAD RELATIVA DE LOS MATERIALES DE LAS TUBERIAS Y FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO EN REGIMEN DE TURBULENCIA TOTAL.



Problema: Determinense las rugosidades absoluta y relativa y el factor de rozamiento para flujo en turbulencia total, en una tubería de hierro fundido de 250 mm de diámetro interior. Solución: La rugosidad absoluta (k) = 0.26... Rugosidad relativa (k/D) = 0.001... Factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total (f) = 0.0196

A-2 FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES DE ACERO LIMPIAS.



El diagrama superior se refiere a tuberías de acero según ANSI B3.10. Los datos de la zona de transición corresponden a estas tuberías para diferentes números de Reynolds. Para otras tuberías de acero comerciales, hállese el diámetro interior y véase con la gráfica principal.

f_p = Número de Fricción = $\frac{D \Delta P}{L \rho V^2}$

Problemas: Determinese el factor de fricción para una tubería de 12 pulgadas, Cédula 40, para un flujo con Número de Reynolds = 300 000.
 Solución: El factor de fricción (f) es igual a 0.016.

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS,
DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Díámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
Factor de fricción (f _t)	pulg.	1/4	3/8	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS
Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_1 = \frac{0.8 \left(\sec \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^4)}{\beta^5} = \frac{K_1}{\beta^5}$$

Fórmula 2

$$K_1 = \frac{0.5 (1 - \beta^4)}{\beta^5} \sqrt{\sec \frac{\theta}{2}} = \frac{K_1}{\beta^5}$$

Fórmula 3

$$K_1 = \frac{2.6 \left(\sec \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^4)}{\beta^5} = \frac{K_1}{\beta^5}$$

Fórmula 4

$$K_1 = \frac{(1 - \beta^4)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_1 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_1 = \frac{K_1 + \sec \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^4) + 2.6 (1 - \beta^4)^2]}{\beta^5}$$

Fórmula 6

$$K_1 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_1 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sec \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^4) + (1 - \beta^4)^2}{\beta^5}$$

Fórmula 7

$$K_1 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta \text{ (Fórmula 2 + Fórmula 4), cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_1 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^4) + (1 - \beta^4)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\beta^4 = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 = \frac{d_2^4}{d_1^4}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úse el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



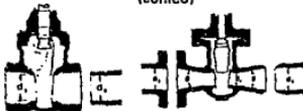
Si: $\theta < 45^\circ$ $K_1 = \text{Fórmula 1}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_1 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_1 = \text{Fórmula 3}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_1 = \text{Fórmula 4}$

VÁLVULAS DE COMPUERTA
De cuña, de doble obturador o tipo mecho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \beta < 180^\circ \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento redondo o de mariposa

Si: $\beta < 1 \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE



$K_1 = 100 f_T$

$K_1 = 50 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{V}$

= $75 \sqrt{V}$

(pie/seg) = $15 \sqrt{V}$

= $100 \sqrt{V}$

U/L Registradas = $120 \sqrt{V}$

= $100 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg. $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg. $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

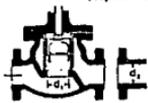
VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



PASOS

	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8") $K_1 =$	40 f_T	120 f_T
250 mm (10") a 350 mm (14") $K_1 =$	30 f_T	90 f_T
400 mm (16") a 1200 mm (48") $K_1 =$	20 f_T	60 f_T
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	100 \sqrt{V}	40 \sqrt{V}
pie/seg	80 \sqrt{V}	30 \sqrt{V}

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
(Tipos recto y angular)



Si:

$$\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/\text{seg} = 70 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

$$\text{pie/seg} = 55 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

Si:

$$\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$= 95 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

$$= 75 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente

Obturador oscilante



$$K = 420 f_T$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/\text{seg} = 20 \sqrt{\bar{V}}$$

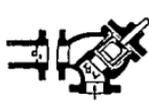
$$\text{pie/seg} = 15 \sqrt{\bar{V}}$$

$$K = 75 f_T$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$= 45 \sqrt{\bar{V}}$$

$$= 35 \sqrt{\bar{V}}$$



Si:

$$\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

$$m/\text{seg} = 75 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

Si:

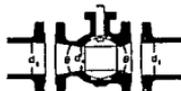
$$\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

$$\text{pie/seg} = 60 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

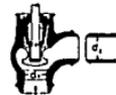
VÁLVULAS DE GLOBO



$$\text{Si: } \beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$$

$$\beta < 1 \text{ y } \theta \geq 45^\circ \dots K_1 = \text{Fórmula 5}$$

$$\beta < 1 \text{ y } 45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_1 = \text{Fórmula 6}$$



$$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$$m/\text{seg} = 170 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

$$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$$

$$\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$$

$$\text{pie/seg} = 140 \beta^3 \sqrt{\bar{V}}$$

VÁLVULAS DE MARIPOSA



$$\text{Diámetro } 50 \text{ mm (2") a } 200 \text{ mm (8") } \dots K = 45 f_T$$

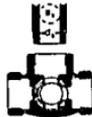
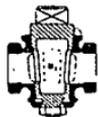
$$\text{Diámetro } 250 \text{ mm (10") a } 350 \text{ mm (14") } \dots K = 35 f_T$$

$$\text{Diámetro } 400 \text{ mm (16") a } 600 \text{ mm (24") } \dots K = 25 f_T$$

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

tres entradas



Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_T$

Si: $\beta < 1$, $K_1 = \text{Fórmula 6}$

CODOS ESTÁNDAR

90°



$K = 30 f_T$

45°



$K = 16 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90°... $K = 60 f_T$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



α	K
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K'	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior



$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_T$

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada



$K = 1.0$

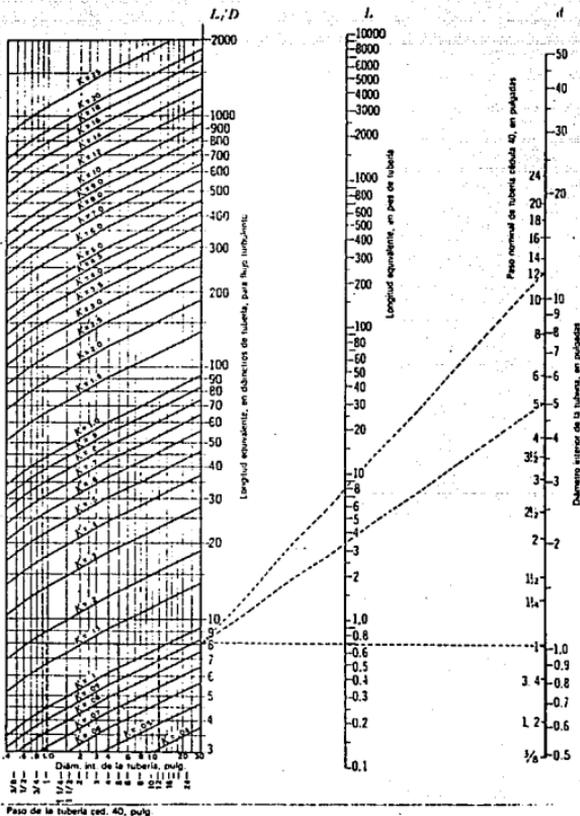


$K = 1.0$



$K = 1.0$

A-4 LONGITUDES EQUIVALENTES L y L/D , NOMOGRAMA DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA K .



A P E N D I C E B

DIMENSIONAMIENTO DE LINEAS

PLANTA: PLATAFORMA DE REBOMBEO
CONTRATO: TESIS
REALIZADO POR: HSC/PRR/CALA

DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA: LINEA DE PLATAFORMA "A"

DATOS:

FLUJO MASICO (LBS/HR)	2707631
FLUJO VOLUMETRICO (GPM)	5833.32
DENSIDAD (LBS/FT ³)	57.87
VISCOSIDAD (CP)	69
RUGOSIDAD (PIES)	.00015

CRITERIO DE DIMENSIONAMIENTO:

OTROS CRITERIOS	
CRITERIO DE VELOCIDAD (FT/SEG)	8

DIAMETRO SELECCIONADO:

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	20
DIAMETRO INTERNO (PULG)	18.184

NUMERO DE REYNOLDS	13616
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.0286

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.613
VELOCIDAD (PIES/SEG)	7.2

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO SUPERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	24
DIAMETRO INTERNO (PULG)	22.626

NUMERO DE REYNOLDS	10943
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.03

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.215
VELOCIDAD (PIES/SEG)	4.65

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO INFERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	18
DIAMETRO INTERNO (PULG)	16.876

NUMERO DE REYNOLDS	14672
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.0281

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.875
VELOCIDAD (PIES/SEG)	8.36

PLANTA: PLATAFORMA DE REBOMBEO
CONTRATO: TESIS
REALIZADO POR: HSC/FRR/CALA

DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA: LINEA DE PLATAFORMA "B"

DATOS:

FLUJO MASICO (LBS/HR)	2436870
FLUJO VOLUMETRICO (GPM)	5250
DENSIDAD (LBS/FT ³)	57.87
VISCOSIDAD (CP)	69
RUGOSIDAD (PIES)	.00015

CRITERIO DE DIMENSIONAMIENTO:

OTROS CRITERIOS	
CRITERIO DE VELOCIDAD (FT/SEG)	8

DIAMETRO SELECCIONADO:

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	18
DIAMETRO INTERNO (PULG)	16.876

NUMERO DE REYNOLDS	13205
FACTOR DE FRICCION (DARCY)	.0289

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.728
VELOCIDAD (PIES/SEG)	7.52

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO SUPERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	20
DIAMETRO INTERNO (PULG)	18.164

NUMERO DE REYNOLDS	12255
FACTOR DE FRICCION (DARCY)	.0294

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.51
VELOCIDAD (PIES/SEG)	6.48

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO INFERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	16
DIAMETRO INTERNO (PULG)	15

NUMERO DE REYNOLDS	14856
FACTOR DE FRICCION (DARCY)	.028

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	1.275
VELOCIDAD (PIES/SEG)	9.520001

PLANTA: PLATAFORMA DE REBOMBRO
CONTRATO: TESIS
REALIZADO POR: HSC/FRR/CALA

DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA: LINRA DE PLATAFORMA "C"

DATOS:

FLUJO MASICO (LBS/HR)	2301488
FLUJO VOLUMETRICO (GPM)	4958.33
DENSIDAD (LBS/FT ³)	57.87
VISCOSIDAD (CP)	69
RUGOSIDAD (PIES)	.00015

CRITERIO DE DIMENSIONAMIENTO:

OTROS CRITERIOS	
CRITERIO DE VELOCIDAD (FT/SEG)	8

DIAMETRO SELECCIONADO:

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	18
DIAMETRO INTERNO (PULG)	16.876

NUMERO DE REYNOLDS	12471
FACTOR DE FRICCCION (DARCY)	.0293

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.659
VELOCIDAD (PIES/SEG)	7.1

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO SUPERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	20
DIAMETRO INTERNO (PULG)	18.184

NUMERO DE REYNOLDS	11574
FACTOR DE FRICCCION (DARCY)	.0298

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.462
VELOCIDAD (PIES/SEG)	6.12

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO INFERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	16
DIAMETRO INTERNO (PULG)	15

NUMERO DE REYNOLDS	14031
FACTOR DE FRICCCION (DARCY)	.0284

CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	1.154
VELOCIDAD (PIES/SEG)	8.99

PLANTA: PLATAFORMA DE REBOMBEO
CONTRATO: TESIS
REALIZADO POR: HSC/FRR/CALA

DIMENSIONAMIENTO DE LA LINEA: LINEA A TIERRA

DATOS:

FLUJO MASICO (LBS/HR)	7445990
FLUJO VOLUMETRICO (GPM)	16041.66
DENSIDAD (LBS/FT ³)	57.87
VISCOSIDAD (CP)	69
ROGOSIDAD (PIES)	.00015

CRITERIO DE DIMENSIONAMIENTO:

OTROS CRITERIOS	
CRITERIO DE VELOCIDAD (FT/SEG)	15

DIAMETRO SELECCIONADO:

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	24
DIAMETRO INTERNO (PULG)	22.626
NUMERO DE REYNOLDS	30095
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.0236
CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	1.285
VELOCIDAD (PIES/SEG)	12.79

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO SUPERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	30
DIAMETRO INTERNO (PULG)	29.25
NUMERO DE REYNOLDS	23279
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.025
CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	.377
VELOCIDAD (PIES/SEG)	7.65

COMPORTAMIENTO HIDRAULICO CON UN DIAMETRO INFERIOR

DIAMETRO NOMINAL (PULG)	20
DIAMETRO INTERNO (PULG)	18.184
NUMERO DE REYNOLDS	37445
FACTOR DE FRICCIÓN (DARCY)	.0226
CAIDA DE PRESION EN 100' (PSI)	3.66
VELOCIDAD (PIES/SEG)	19.8

A P E N D I C E C
PROGRAMA DE CALCULO DE BOMBAS

Como un apoyo adicional se presenta un programa de computo realizado en FORTRAN para el cálculo de la potencia de una bomba. Este programa no fué utilizado para el cálculo del equipo de bombeo de este trabajo.

```

C      ***** PROGRAMA PARA EL CALCULO DE BOMBAS *****
      DIMENSION KT(37),D12(37),LL(42),RN(42)
      INTEGER C,AC
      REAL LET,LTRD,NRE,NPSHD,NPSHR,LTR,LES,LL
      CHARACTER*9 ENT,SAL
      CHARACTER*36 NOMBRE
      NXS=6
      NXE=5
      WRITE(*,10)
10     FORMAT(2X,'QUIERE DAR LOS DATOS POR: ',//,9X,'PANTALLA',5X,'PRESION
      *B <0>',//,9X,'ARCHIVO',6X,'PRESIONE <5>')
      READ(*,*) NXE
      IF (NXE.NE.5.AND.NXE.NE.0) STOP
      IF (NXE.EQ.5) WRITE(*,11)
11     FORMAT(2X,'INTRODUZCA EL NOMBRE DE ARCHIVO DE DATOS',//,2X,'MAXIMO
      *SEIS CARACTERES.DAT',//,9X,'*** EJEMPLO BOMB.DAT ***')
      IF (NXE.EQ.5) READ(*,12) ENT
12     FORMAT(A9)
      WRITE(*,13)
13     FORMAT(2X,'LOS RESULTADOS SERAN PRESENTADOS: POR PANTALLA Y ALMAC
      *NADOS',//,2X,'EN UN ARCHIVO PARA SU POSTERIOR IMPRESION CUAL ES',/
      *2X,'EL NOMBRE DEL ARCHIVO, MAXIMO 6 CARACTERES.DAT',//,9X,'*** RES
      *ULT.DAT ***')
      READ(*,12) SAL
      IF (NXE.EQ.5) OPEN (NXE, FILE=ENT)
      OPEN (NXS, FILE=SAL, STATUS='NEW')
      EPSI=0.00015
      WRITE(*,14)
      WRITE (NXS,14)
14     FORMAT(/,25X,'CALCULO DE BOMBAS')
      PAUSE
      IF (NXE.EQ.0) WRITE(*,18)
18     FORMAT(/,3X,'ESCRIBA EL TITULO DEL TRABAJO, HASTA 36 CARACTERES')
      READ (NXE,19) NOMBRE
19     FORMAT(A36)
      WRITE(*,20) NOMBRE
      WRITE (NXS,20) NOMBRE
20     FORMAT(/,13X,A36)
      PAUSE
82     IF (NXE.EQ.0) WRITE(*,21)
21     FORMAT(/,5X,'INTRODUZCA LOS SIGUIENTES VALORES PRESIONANDO <ENTER>
      *',//,5X,'DESPUES DE CADA UNO DE ELLOS')
      IF (NXE.EQ.0) WRITE(*,22)
22     FORMAT(/,5X,'PROPIEDADES DEL FLUIDO',//,5X,'-- VISCOSIDAD (Cp)',/
      *,5X,'-- PRESION DE VAPOR (Psa)',//,5X,'-- DENSIDAD (Lb/ft3)',//,5X,
      *'-- DENSIDAD RELATIVA',//,5X,'DATOS DEL SISTEMA',//,5X,'-- FLUJO
      *(GPM)',//,5X,'-- FACTOR DE SEGURIDAD',//,5X,'-- PRESION (Psa)',//,5X
      *,'-- TEMPERATURA (GF)',//,5X,'-- CABEZA ESTATICA DE SUCCION (FT)',/
      *,72(' '),//)
      READ (NXE,*) VISC,PV,DEN,GS,Q,FS,P,T,CES
      ***** CONDICIONES DE SUCCION *****
C      CE=CES*GS*(0.433)
23     FORMAT(/,25(' '), 'CONDICIONES DE SUCCION ',25(' '),////,5X,'(1)
      *PRESION DEL SISTEMA (P)',5X,F10.4,' (PSIA)',//,5X,'(2) CABEZA ESTAT
      *ICA (CE)',5X,F10.4,' (PSI)')

```

```

24 WRITE(*,25)
25 FORMAT(//,5X,'SELECCIONA EL NUMERO QUE CORRESPONDA AL SISTEMA QUE
*SE MANEJA',//,5X,'LA SUCCION DE LA BOMBA PROVIENE DE:',//,5X,'(1) U
*NA LINEA',//,5X,'(2) UN CABEZAL')
  READ(NXK,*) I
  IF(I.EQ.2) GO TO 30
  IF(I.EQ.1) GO TO 40
  IF(I.LT.1.AND.I.GT.2) WRITE(*,26)
26 FORMAT(//,5X,'SELECCIONE NADA MAS LOS NUMEROS QUE SE INDICAN')
  GO TO 24
40 WRITE(*,41)
41 FORMAT(//,72('*'),//,5X,'PROPORCIONA LOS DATOS DE LA LINEA:')
  GO TO 27
30 WRITE(*,31)
31 FORMAT(//,72('*'),//,5X,'PROPORCIONA LOS DATOS DEL CABEZAL:')
27 WRITE(*,28)
  READ(NXK,*) DI,LTR
64 WRITE(*,32)
32 FORMAT(//,5X,'SE TIENE ACCESORIOS TCLEB:',//,10X,'(1) SI',//,10X,'
*(2) NO')
  READ(NXK,*) AC
  IF(AC.EQ.2.AND.D.EQ.0.0) GO TO 33
  IF(AC.EQ.2.AND.D.EQ.1.0) GO TO 65
  IF(NXK.EQ.0) WRITE(*,9)
9 FORMAT(//,1X,'PROPORCIONE LA LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL POR ACCESO
*RIOS EXISTENTES')
  READ(NXK,*) LES
  IF(D.EQ.1.0) GO TO 69
  WRITE(*,29) LES
29 FORMAT(//,5X,'LONGITUD DE TRAMO RECTO TOTAL =',5X,F10.4)
  PAUSE
  LET = LTR + LES
  GO TO 35
33 LET = LTR
28 FORMAT(//,6X,'-- DIAMETRO INTERNO (in)',//,6X,'-- LONGITUD DE TRAMO
* RECTO (ft)')
35 CONTINUE
  CALL FFRIC(VISC,GS,DEN,Q,DI,EPSI,NRE,FF,DP100)
  WRITE(*,37) NRE,FF,DP100
37 FORMAT(//,5X,'NUMERO DE REYNOLDS =',5X,F16.4,/,5X,'FACTOR DE FRIC
*CION =',5X,F10.4,/,5X,'CAIDA DE PRESION EN 100 FT =',F18.6)
  DP = (DP100*LET)/100
  WRITE(*,36)
36 FORMAT(//,5X,'-- CUAL ES LA PERDIDA DE PRESION TOTAL EN EQUIPOS (p
*sia)')
  READ(NXK,*) PPE
  PT = DP + PPE
  PS = P + CE - PT
  WRITE(*,23) P,CE
  WRITE(NXS,23) P,CE
  WRITE(*,38) PT,PS
  WRITE(NXS,38) PT,PS
38 FORMAT(5X,'(3) PERDIDAS TOTALES DE PRESION (PT)',5X,F16.4, '(PSI)'
*,//,5X,'(4) PRESION DE SUCCION DE LA BOMBA =',5X,F16.4, '(PSIA)',
*,//,72('*'),//)
  ***** CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION *****
  WRITE(*,50)
50 FORMAT(//,72('*'),//,5X,'PROPORCIONE EL NPSH Requerido (ft)')

```

```

READ (NXE,*) NPSHR
PLS = (PT*2.31)/GS
P7 = (P-PV)*2.31/GS
NPSHD = CES - PLS + P7
WRITE(*,51) CES,PLS,P7,NPSHD,NPSHR
WRITE (NXS,51) CES,PLS,P7,NPSHD,NPSHR
51 FORMAT(///,20('*'), ' CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION ',20('*'),//,5
*X,' (5) CABEZA ESTATICA:',5X,F10.4,' (FT)',/,5X,' (6) PERDIDAS EN LA
*LINEA DE SUCCION:',5X,F10.4,' (FT)',/,5X,' (7) (P DEL SISTEMA-P DE
*VAPOR):',5X,F10.4,' (FT)',/,5X,' (8) NPSH DISPONIBLE:',5X,F10.4,' (FT
*)',/,5X,' (9) NPSH REQUERIDO:',5X,F10.4,///,72('='))
C ***** CONDICIONES DE DESCARGA *****
IF (NXE.EQ.0) WRITE(*,60)
60 FORMAT(///,72('*'),/,5X,' SE REQUIEREN LOS SIGUIENTES DATOS:',/,5X
*,' LA PRESSION REQUERIDA DE ENTREGA (psia)',/,5X,' LA CABEZA ESTATICA
* DE DESCARGA (FT)')
READ (NXE,*) PRE,CED
CEDP = CED*GS*0.433
WRITE(*,63)
63 FORMAT(///,5X,' SELECCIONA EL NUMERO QUE CORRESPONDA AL SISTEMA QUE
* SE MANEJA',/,5X,' LA BOMBA DESCARGA A:',/,10X,' (1) UNA LINEA',/
/,10X,' (2) UN RAMAL',/)
READ (NXE,*) I
IF (I.EQ.1) WRITE(*,41)
IF (I.EQ.2) WRITE(*,31)
D=1.0
WRITE(*,28)
READ (NXE,*) DID,LTRD
GO TO 64
69 CONTINUE
WRITE(*,29) LES
PAUSE
LET = LTRD + LES
GO TO 66
65 LET = LTRD
66 WRITE(*,67) LET
67 FORMAT(///,10X,' LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL:',5X,F16.4)
PAUSE
CALL FFRIC (VISC,GS,DEN,Q,DID,EFSI,NRE,FF,DP100)
WRITE(*,37) NRE,FF,DP100
DPD = (DP100*LET)/100
WRITE(*,36)
READ (NXE,*) PPRD
PD = PRE+CEDP+DPD+PPRD
WRITE(*,61) PRE,CEDP,DPD,PPRD,PD
WRITE (NXS,61) PRE,CEDP,DPD,PPRD,PD
61 FORMAT(///,23('*'), ' CONDICIONES DE DESCARGA ',23('*'),//,5X,' (10)
*PRESSION REQUERIDA DE ENTREGA (PRE)',5X,F10.4,' (PSIA)',/,5X,' (11)
*CABEZA ESTATICA (CEDP)',5X,F10.4,' (PSIA)',/,5X,' (12) PERDIDAS EN E
*LA LINEA O RAMAL (DPD)',5X,F10.4,' (PSIA)',/,5X,' (13) PERDIDAS EN E
*EL EQUIPO (PPRD)',5X,F10.4,' (PSIA)',/,5X,' (14) PRESSION DE DESCARG
*A (PD)',5X,F10.4,' (PSIA)',/,72('='))
C ***** PRESSION DIFERENCIAL DE LA BOMBA *****
CTDB = PD - PS
CTB = ((CTDB*2.31)/GS)*FS
HP = (Q*CTB*GS)/3960
IF (NXE.EQ.0) WRITE(*,62)
62 FORMAT(///,5X,' TECLER EL VALOR DE LA EFICIENCIA DE LA BOMBA')

```

```

READ(NXE,*) B
BHP = (HP)/E
WRITE(*,71) CDTB,CTB,HP,E,BHP
WRITE(NXS,71) CDTB,CTB,HP,E,BHP
71 FORMAT(/,20('*')) ' PRESION DIFERENCIAL DE LA BOMBA ',20('*'),/,5
*X,/(15) CABEZA DIFERENCIAL TOTAL DE BOMBA (CDTB)',5X,F10.4,' (PSI)
**/,5X,'(16) CABEZA TOTAL BOMBEO (CTB)',5X,F10.4,' (FT)',/,5X,'(17
*) POTENCIA HIDRAULICA (HP)',5X,F10.4,/,5X,'(18) EFICIENCIA (H)',5X
',F10.4,/,5X,'(19) POTENCIA AL FRENO (BHP)',5X,F10.4,/,72('*'))
WRITE(*,81)
81 FORMAT(/,5X,'DESEA REALIZAR OTRO CALCULO TRCLSE:',/,10X,'(1) SI'
*,/,10X,'(2) NO')
READ(*,*) C
IF(C.EQ.'SI') GO TO 82
IF(C.EQ.'NO') WRITE(*,83)
83 FORMAT(/,20('*')) ' EL PROGRAMA HA TERMINADO ',20('*'))
IF(NXE.EQ.5) CLOSE(NXE)
STOP
END

```

```

C ***** SUBROUTINA FFRIC *****
SUBROUTINE FFRIC(VISC,GS,DEN,Q,DI,EPSI,NRE,FF,DP100)
REAL NRE
2 FORMAT(/,T50,'NO CONVERGE FFRIC')
IF(VISC.EQ.0) RETURN
ITER = 0
NRE = 50.6*DEN*Q/(VISC*DI)
IF(NRE.LE.2100) GO TO 7
A = 3.24324324*EPSI/DI
B = 2.51/NRE
X = -2.0*ALOG10(A)
6 ITER = ITER + 1
C = A + B*X
F1 = X+2*ALOG10(C)
YPRIM = 1.0+0.86958896*B/C
XNEW = X - F1/YPRIM
IF(ABS((XNEW-X)/XNEW).LT.1E-06) GO TO 9
IF(ITER.GE.30) WRITE(*,2)
X = XNEW
GO TO 6
7 FF = 64.0/NRE
DP100 = 0.0216*FF*DEN*(Q**2/DI**5)
RETURN
9 FF = 1.0/(X*X)
DP100 = 0.0216*FF*DEN*(Q**2/DI**5)
RETURN
END

```

CALCULO DE BOMBAS

PLATAFORMA MARINA DE REBOMBEO

***** CONDICIONES DE SUCCION *****

(1) PRESION DEL SISTEMA (P)	50.9180 (PSIA)	
(2) CABEZA ESTATICA (CE)	2.0503 (PSI)	
(3) PERDIDAS TOTALES DE PRESION (PT)		11.0881 (PSI)
(4) PRESION DE SUCCION DE LA BOMBA =		41.8801 (PSIA)

***** CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCION *****

(5) CABEZA ESTATICA:	5.0000 (FT)	
(6) PERDIDAS EN LA LINEA DE SUCCION:		27.0470 (FT)
(7) (P DEL SISTEMA-P DE VAPOR):		89.5168 (FT)
(8) NPSH DISPONIBLE:	67.4697 (FT)	
(9) NPSH REQUERIDO:	-----	

***** CONDICIONES DE DESCARGA *****

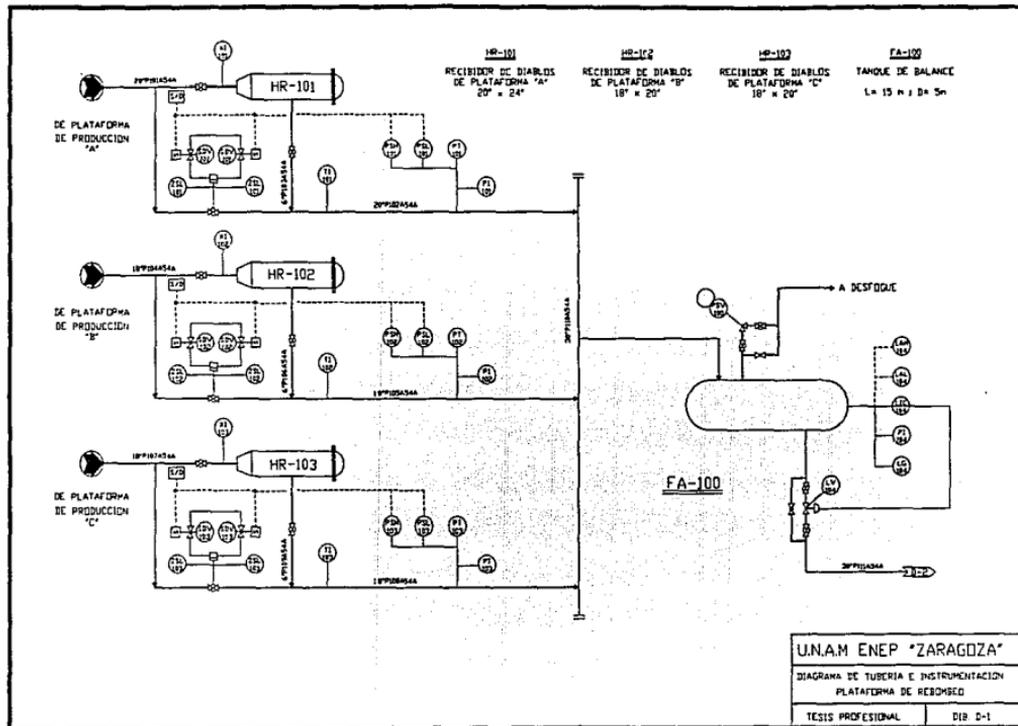
(10) PRESION REQUERIDA DE ENTREGA (PRE)	71.1150 (PSIA)
(11) CABEZA ESTATICA (CEDP)	.0000 (PSIA)
(12) PERDIDAS EN LA LINEA O RAMAL (DPD)	857.0215 (PSIA)
(13) PERDIDAS EN EL EQUIPO (PPED)	3.0000 (PSIA)
(14) PRESION DE DESCARGA (PD)	931.1365 (PSIA)

***** PRESION DIFERENCIAL DE LA BOMBA *****

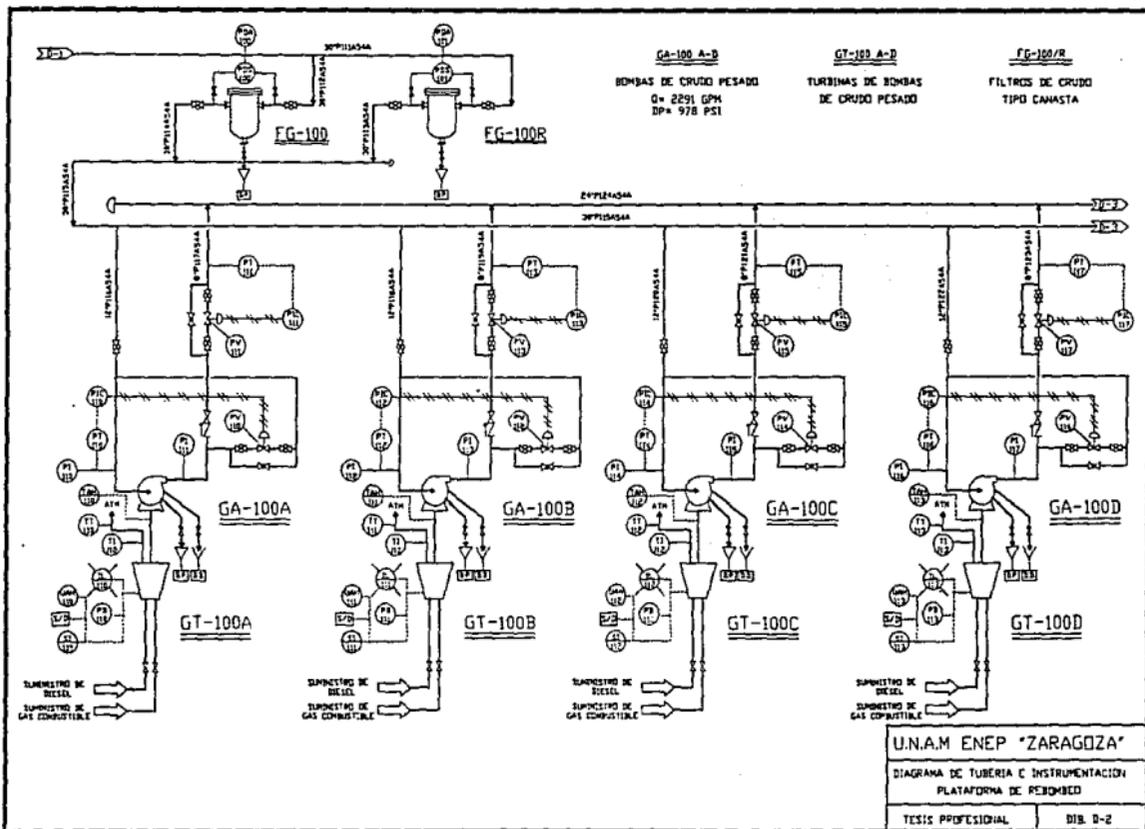
(15) CABEZA DIFERENCIAL TOTAL DE BOMBA (CDTB)	889.2563 (PSI)
(16) CABEZA TOTAL BOMBEO (CTB)	2386.0620 (FT)
(17) POTENCIA HIDRAULICA (HP)	9153.4360
(18) EFICIENCIA (E)	.8000
(19) POTENCIA AL FRENO (BHP)	11441.7900

A P E N D I C E D

DIGRAMAS DE TUBERIA E INSTRUMENTACION

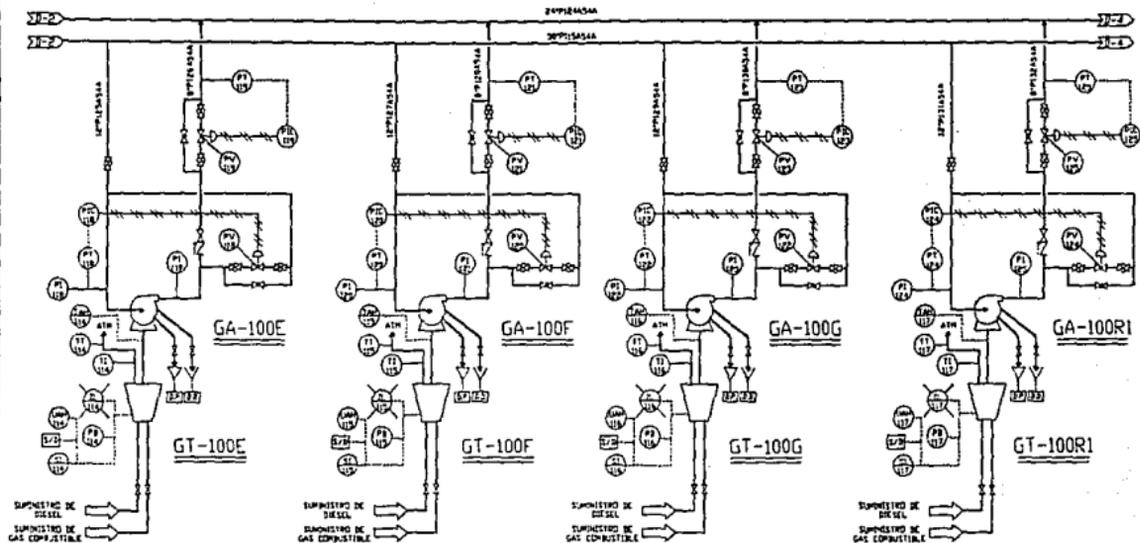


U.N.A.M ENEP "ZARAGOZA"	
DIAGRAMA DE TUBERIA E INSTRUMENTACION PLATAFORMA DE REBOMBO	
TESIS PROFESIONAL	DIB. D-1



GA-100 C-G/R1
 BOMBAS DE CRUDO PESADO
 Q= 2291 GPM
 DP= 978 PSI

GT-100 C-G/R1
 TURBINAS DE BOMBAS
 DE CRUDO PESADO



UNAM ENEP "ZARAGOZA"

DIAGRAMA DE TUBERIA E INSTRUMENTACION
 PLATAFORMA DE REBOMBEO

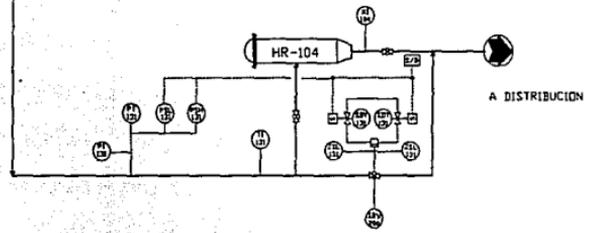
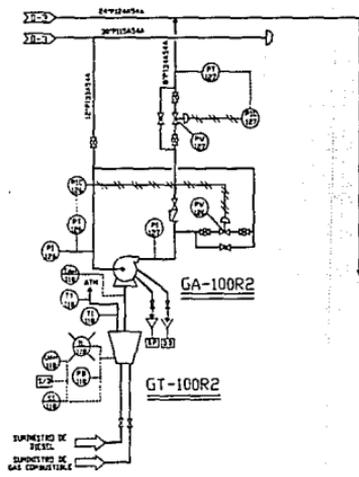
TECSIS PROFESIONAL

DIB D-3

GA-100R2
 BOMBA DE CRUDO PESADO
 Dn 2291 GPM
 IP= 376 PSI

GT-100R2
 TURBINA DE CRUDO
 DE CRUDO PESADO

HR-104
 LANZADOR DE DIABLOS A TIERRA
 24" x 30"



UNAM ENEP "ZARAGOZA"	
DIAGRAMA DE TUBERIA E INSTRUMENTACION PLATAFORMA DE REBOSER	
TESIS PROFESIONAL	D-4

A P E N D I C E E

DOCUMENTOS TÍPICOS PARA LA ADQUISICION DEL EQUIPO DE BOMBEO POR CONCURSO

Los artículos solicitados se usaran en PLATAFORMA DE PERFORACION

Enviar Fecha de entrega 23/10/91
 por via TERRES requerida 23/10/91
 Almacen Clave 7070
 AMBOL GRANDE AMBOL GRANDE

REQUISICION
 P-021194-0523

No. Asignacion Fecha 30/07/91
 API-77 Moja 1 de 1
 Dependencia Solicitante
 GERENCIA DE INGENIERIA DE PROYECTO

CODIFICACION	PART.	CANTIDAD	UNIDAD	ALMACEN	DESCRIPCION
783196		1.001	PIEZA	7070	BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL, TIPO API, CLAVE GA-1302, COMO REFORZADORA DE AGUA DE MAR, CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS: CAPACIDAD MAXIMA DE 1637.0 LPM, PRESION DE DESCARGA DE 14.06 Kg/cua, COLUMNA DIFERENCIAL DE 126.5 mts., TEMPERATURA DE BOMBEO DE 34 C, DENSIDAD RELATIVA DE 1.018, VISCOSIDAD DE 0.73 Cp, ACCIONADA POR MOTOR DE MOTOR ELECTRICO DE INYECCION CON ENCARGAMIENTO TIPO TFC, 440 V/ 3 F/ 60 Hz. NOTAS: 1.- LOS EQUIPOS DEBERAN ESTAR DE ACUERDO AL ALCANCE DE COTIZACION ANEXO 2.- EN CASO DE EXISTIR ALGUNA DESVIACION A LO ESPECIFICADO Y/O SUMINISTRO DEL EQUIPO, ESTA DEBERA REMITIRSE A COMPLETA APROBACION DE PETROLEOS MEXICANOS. 3.- CONFIRMAR DESTINO FINAL DE ESTA REQUISICION CON LA GERENCIA DE INGENIERIA DE PROYECTOS. REF.: IMP-FA-2353-0523

Imp. total estimado \$ 200,000,000.00
 No. de Aprobacion 01.03 R-01
 Fecha 18/02/91

Ap. Pag No Tipo No Observaciones
 Pres. 196 C.G.B. 196 S.R.P.

Gerente Subgerente

PROYECTO (S)	TIPO DE CONCURSO
PROYECTO (S) PEMEX P-0211194	NACIONAL <input checked="" type="checkbox"/> SUZON <input checked="" type="checkbox"/>
PLANTA (S) PLAT. DE PERFORACION	INTERNACIONAL <input type="checkbox"/> ABIERTO <input type="checkbox"/>
LOCALIZACION SONDA DE CANEPECHE.	C.C. TECNICO PROGRAMADO:
EQUIPO BOMBA REFORZADORA COSTO ESTIMADO \$200'000,000.00	C.C. COMERCIAL PROGRAMADO:
CLAVE: GA-1302	

CONCURSANTES INVITADOS

NOMBRE	PAIS	FIRMA DE INGENIERIA	Vc. So. S. I. P.	AUTORIZA S. A.	COTIZACIONES PRESENTADAS	
					TEC.	COM.
1 BYTON JACKSON Co.	MEXICO					
2 SAINSA, S.A. DE C.V.	MEXICO					
3 COULDS PUMPS, S.A.	MEXICO					
4 WORTHINGTON, S.A.	MEXICO					
5						

FECHAS DE REFERENCIA:

RECÉPCION DE LA LISTA	POR S. I. P.	POR S.A.	POR F.I.
CONCURSO TECNICO	CIERRE PROPUESTO	AMPLIACION	AMPLIACION
CONCURSO COMERCIAL			CIERRE DEFINITIVO
AUTORIZA			APERTURA DE COTIZACIONES

OBSERVACIONES

RESUMEN Y PROTOCOLO

LAS COTIZACIONES DE LOS CONCURSANTES (1) (2) (3) (4) (5) () () QUE SE AÑEXAN A ESTA ACTA SE APEGAN A LOS REQUISITOS MINIMOS SOLICITADOS, POR LO QUE DEBERIA PROCEDERSE A SU EVALUACION RESPECTIVA.

ENTREGAN: RECIBE:

COTIZACIONES TECNICAS _____

COTIZACIONES COMERCIALES _____

AUDITORIA RESIDENTE GERENCIA DE ADQUISICIONES FIRMA DE INGENIERIA

PARA EL LLIBRADO SE DEBERA UTILIZAR TINTA NEGRA O ROJA

DIENEO 06

**ALCANCE DE COTIZACION
PARA BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES**

NOMBRE DEL PROYECTO: PLATAFORMA DE PERFORACION

No. REQUISICION : 0523

No. REQUISICION

: P-0211194-0523

No. CONTRATO : FA-2353

No. PROYECTO

: P-0211194

ALMACEN: ARBOL GRANDE, TAMPS.

PARTIDA PRESUPUESTAL: P-0211190

CLAVE DEL EQUIPO : BA-1302.

NOMBRE DEL EQUIPO : BOMBA REFORZADORA DE AGUA DE MAR A QUEMADOR.

FECHA DE ENTREGA REQUERIDA : TRES MESES DESPUES DE COLOCAR EL PEDIDO.

El proveedor deberá cotizar el equipo de acuerdo a este alcance y a los siguientes documentos:

1.0 **ALCANCE.**

1.1 Este documento cubre los requerimientos de diseño para la Bomba Centrifuga Horizontal, incluyendo todos sus equipos auxiliares, tales como: Lubricación, sellos, enfriamiento y todos los accesorios necesarios para un buen funcionamiento.

1.2 **Hojas de datos y Cuestionarios.**

Hojas de datos :	FECHA	REV	HOJAS
Bombas Centrifugas.	19/09/90	1	1
Cuestionarios técnicos :			
Bombas Centrifugas Horizontales.	02/08/91	0	6
Motores Eléctricos.	16/06/88	2	5
Hoja de Precios.	02/08/91	0	1

	Questionario Comercial General.	02/08/91	0	1
	Forma SIPE K-001.		2	4
1.3	ESPECIFICACIONES DE INGENIERIA Y SUS CORRESPONDIENTES REQUISITOS ESPECIFICOS.			
	G-201 Centrifugal Pumps General Specification.	30/11/76	4	11
	G-220 Horizontal Centrifugal Pumps General Specification.	27/04/79	0	11
	N-202 Motores Eléctricos.	14/03/74	4	
	O-201 Pintura para Equipo Mecánico Addendum a la especificación.	25/05/87	0	5
	G-213 Packaging.	25/04/79	0	17
1.4	Estandares internacionales.	ANO		EDICION
	API-610 Centrifugal Pumps for General Refinery Service.	1989		7 ^a
2.0	ALCANCE DE SUMINISTRO.			
2.1	Los equipos deberán de incluir como mínimo de 1 <ul style="list-style-type: none"> - Bomba Centrífuga Horizontal. - Motor Eléctrico. - Cople. - Base Común (motor-bomba). 			
2.2	Los equipos serán ensamblados y montados como paquete, patín rígido de acero estructural con pernos de izaje, adecuados para instalarse en plataformas marinas.			
3.0	El PROVEEDOR DEBERA SER RESPONSABLE POR :			
3.1	La fabricación del equipo, así como de la ingeniería y coordinación entre el diseño, fabricación y ensamble de todas las partes suministradas por él, sin importar quien las fabrique.			

4.0 CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION.

4.1 Los motores, componentes e instalaciones eléctricas deberán ser adecuados para operar en un área clasificada como CLASE 1, DIV. 2, GRUPO D.

4.2 CARCASA.

Las boquillas, caja de sellos y partes estacionarias, excluyendo las caras estacionarias y giratorias de los sellos mecánicos, deberán estar diseñadas para soportar la máxima presión de trabajo permisible.

4.3 VIBRACION.

El proveedor deberá demostrar que la bomba puede operar a cualquier capacidad desde el flujo estimado hasta el flujo estable continuo mínimo, sin exceder los límites de vibración dados en los párrafos 2.8.4.7, 2.8.4.8 y 2.8.4.9 del API 610.

4.4 COPLES.

Deberán ser fabricados para cubrir los requerimientos de balanceo del estandar AGMA 515, clase 8 y del tipo espaciador con sus guardacoples respectivos.

4.5 BASE.

El proveedor demostrará que la bomba y su base estan de acuerdo al parrafo 3.3.1.5 del API 610.

4.6 El equipo suministrado deberá ser protegido contra atmósfera marina de acuerdo al Addendum de la especificación D-201 anexa.

5.0 MATERIALES.

5.1 El proveedor deberá indicar el desglose de los materiales de construcción de cada una de las partes que integren el

- equipo, así como su designación SAE, ASTM o AISI.
- 5.2 Se deberá proporcionar datos químicos y mecánicos de las partes sujetas a presión, de los impulsores y flechas.
- 5.3 Los dibujos de fabricante deberán mostrar el diseño de la soldadura, tamaño, materiales y tratamientos de calentamiento en el pre y post soldado.
- 6.0 INSPECCION Y PRUEBAS.
- 6.1 Deberán realizarse las pruebas indicadas en la hoja de datos.
- 6.2 La inspección y aceptación del equipo o de las pruebas que se efectúen, no relevarán al proveedor del equipo de la responsabilidad de reemplazar por su cuenta cualquier parte de este que llegara a fallar por defectos de materiales o mano de obra, durante la vigencia de la garantía.
- 6.3 Si las pruebas antes mencionadas ocasionan un costo adicional, deberá de indicarse el monto de las mismas en la hoja de precios.
- 6.4 Todas las partes de la unidad deberán ser probadas por el proveedor de acuerdo con ANSI-B73.1 1977 e Instituto de Hidráulica.
- 6.5 El proveedor deberá efectuar la pruebas a rotor bloqueado y con carga de los motores eléctricos, proporcionando reportes de prueba.
- 7.0 GARANTIA.
- 7.1 El proveedor deberá garantizar la operación del equipo en pruebas de taller, así como en operación en planta.
- 7.2 El equipo cubierto por este alcance deberá garantizarse por escrito contra defectos de diseño, materiales, mano de

obra, por un año a partir de la puesta en marcha de éste, o bien por 18 meses después de la fecha de embarque, lo que ocurra primero.

7.3 El proveedor deberá garantizar todo lo referido en la partida de esta requisición, de acuerdo a las condiciones delineadas en los párrafos anteriores.

8.0 INSTRUCCIONES GENERALES.

8.1 El proveedor deberá llenar completamente la hoja de datos y el cuestionario adjuntos, para que sea tomada en cuenta su cotización, contestando o confirmando los diversos puntos según corresponda.

8.2 El vendedor deberá proporcionar los catálogos y/o dibujos preliminares del arreglo de los equipos propuestos mostrando sus dimensiones.

8.3 La cotización deberá incluir un listado de partes de repuesto y de herramientas especiales, recomendados para arranque y dos años de operación normal, con desglose de precios unitarios del equipo incluido.

8.4 La cotización deberá ser hecha en español.

8.5 Todas las partes del equipo deberán identificarse con número y rótulo.

8.6 Se prefiere equipo probado, sin embargo, si el proveedor juzga que se requieren modificaciones para cumplir con los requerimientos de este documento, tales modificaciones deberán remitirse para aprobación del comprador.

8.7 Se prefiere equipo de fabricación nacional, sin embargo, en caso de que parte del equipo sea de fabricación extranjera se deberá indicar el porcentaje de integración.

8.8 El proveedor deberá incluir en su alcance de suministro, toda la tubería, válvulas y accesorios de interconexión del equipo dentro de los límites de la base.

- 8.9. Todas las escalas de instrumentos y leyendas en placas deberán estar en sistema métrico decimal y en español.
- 8.10. Si existe duda con respecto a este documento o cualquier otro que éste ampare, deberá ser consultada por escrito por los conductos correspondientes.
- 8.11. Todas las desviaciones con respecto a los documentos aplicables, deberán hacerse por escrito y adjuntarse a la propuesta.
- 8.12. El proveedor deberá incluir en su cotización un programa de mantenimiento anual del equipo y costo del mismo.
- 8.13. El proveedor favorecido deberá proporcionar 5 juegos de manuales de operación y mantenimiento del equipo.
- 9.0. **Empaquetamiento y Lab.**
- 9.1. El empaque del equipo deberá ser adecuado como mínimo para 6 (seis) meses de almacenamiento a la intemperie.
- 9.2. El proveedor cotizará L.A.B. en su planta.

Cualquier discrepancia de la propuesta con este documento, deberá ser remitido para su aprobación.

HOJA DE PRECIOS		CONTRATO/REG.	
		PROYECTO/PLAT. DE PERFORACION	
		LOCALIZACION SONDA DE CAMPECHE.	
		FECHA	
		FAB	
PARTIDA	GA-1302		
101	MOZCADO		
102	CAJETA		
103	ACTOR		
104	COJLE		
105	SEJLO		
106	BASE		
107			
108	OTROS		
109			
110			
111			
112			
113			
114			
115			
116			
117			
118			
119			
120			
121	SUB-TOTAL		
122	EMPAQUE Y TRANSPORTACION		
123	FLETE DE PLANTA A PUERTO MEXICANO		
124			
125			
126			
127	TOTAL		
128	PARTES DE REPUESTO		
129	L.A.B		
130	TIEMPO DE ENTREGA		
131	PRECIOS FIRMES		
132			
133	NOTAS		
134			
135			
136			
137		FIRMA DEL VENDEADOR	

NOTA: ES NECESARIO LLENAR ESTA HOJA DE PRECIOS PARA CONSIDERAR LA PROPUESTA

CUESTIONARIO TECNICO PARA BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES

PLANTA : PLAT. PERFORACION ZAAP-C CLAVE DEL EQUIPO : GA-1302
 UBICACION : SONDA DE CARPECHE CANTIDAD : 1
 PROYECTO : FA-2355 TIPO : API
 No. REG. : 0523 ACCIONADOR : MOTOR ELECTRICO
 PARTIDA : 1 FECHA : AGOSTO 02, 1991

CONDICIONES DE OPERACION

SERVICIO : BOMBA REFORZADORA DE AGUA DE MAR A QUEMADOR
 LIQUIDO : AGUA DE MAR EROSION O CORROSION : AGUA DE MAR
 TEMP. DE BOMBEO : 38.0 °C CAPACIDAD : 1658 MAX HOR MIN LPM
 PRES. DE VAPOR : 10.07 kg/cm² ABS PRES. DE SUCCION : 1.02 kg/cm² man
 GRAV. ESPEC. : 1.018 PRES. DE DESCARGA : 14.06 kg/cm² man
 VISCOSIDAD : 0.75 cP COLU. DIFERENCIAL : 128.5 mts.
 POTENCIA HIDRAUL. : 35.4 kw NPSH DISPONIBLE : 9.2 mts.
 CONCENTRACION DE ACIDO : _____ CON _____ ppm
 TOXICO FLAMABLE OTRO _____

CONDICIONES DEL LUGAR

ELEVACION : 15.85 mts SNM PRESION BAROMETRICA : 1.03181 kg/cm²
 TEMPERATURA : 38.0 °C HUMEDAD RELATIVA : 60 %
 CLASIFICACION DE AREA : Clase 1 Grupo D Division 2
 CONDICIONES NO COMUNES : Polvo Gas Otro _____
 SERVICIOS DISPONIBLES :
 VAPOR : ACCIONADOR PRESION MAX/MIN : _____ kg/cm²
 CALENTADOR TEMP. MAX/MIN : _____ °C
 PRESION MAX/MIN : _____ kg/cm²
 TEMP. MAX/MIN : _____ °C
 ELECTRICIDAD : ACCIONADOR CALENTADOR CONTROL DISPOSITIVO DE PARO
 VOLTAJE : 440 _____
 CICLOS : 60 _____
 FASES : 3 _____

AQUA DE ENFRIAMIENTO :

TEMP. DE ENTRADA : _____ °C TEMP. MAX DE RETORNO : _____ °C
 PRESION NORMAL : _____ kg/cm² PRESION DE DISERO : _____ kg/cm²
 PRESION MIN DE RETORNO : _____ kg/cm² ΔP MAX PERMITIDA : _____ kg/cm²
 FUENTE DE AGUA : _____
 AIRE DE INSTRUMENTOS : _____
 PRESION MAX/MIN : _____ kg/cm²

FABRICANTE : _____

CARACTERISTICAS DE DISEÑO			
1.0 GENERAL			
1.1	TIPO		
1.2	TIPO		
1.3	TIPO		
1.4	NUMERO DE CURVA PROPUESTA		
2.0 COMPORTAMIENTO			
2.1	VELOCIDAD (RPM)		
2.2	EFICIENCIA NOMINAL (%) / P.W. NOMINAL		
2.3	PRESION DE DESCARGA MAXIMA (Kg/cm ²)		
2.4	CARGA MAXIMA NOMINAL DEL IMPULSOR (mts)		
2.5	POTENCIA NOMINAL DEL IMPULSOR (KW)		
2.6	NA DE CARGA DEL PUNTO NOMINAL AL CIERRE		
2.7	GASTO MINIMO CONTINUO TERCICO/ESTABLE (LPM)		
2.8	SUMERGENCIA MINIMA REQUERIDA (mts)		
2.9	EMPUJE DE LA BOMBA		
2.9.1	A FLUJO MINIMO (Kg)		SUPERIOR / INFERIOR
2.9.2	A FLUJO DE DISEÑO (Kg)		
2.9.3	A LAS CONDICIONES MAXIMAS (Kg)		
2.10	EMPUJE MAXIMO (Kg) / A LA CAPACIDAD (LPM)		
2.10	NIVEL DE PRESION DE SONIDO MAXIMO (dBA)		
2.11	VIDA UTIL ESPERADA (año-mes)		
2.12	COMENTARIOS :		
3.0 CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION			
3.1	CONEXIONES PRINCIPALES : TAMANO CLASIF. ANSI CARA POSICION		
3.1.1	SUCCION :		
3.1.2	DESCARGA :		
3.1.3	TAMBORE DE BALANCE :		
3.2	OTRAS CONEXIONES : CANTIDAD TAMANO TIPO		
3.2.1	DREN :		
3.2.2	VENTED :		
3.2.3	INDICADOR DE PRESION :		
3.2.4	INDICADOR DE TEMPER. :		
3.2.5	CALENTAMIENTO :		
3.3	CARCASA		
3.3.1	TIPO : <input type="checkbox"/> DOBLE VERTICAL <input type="checkbox"/> SIMPLE VERTICAL <input type="checkbox"/> OTRO		
3.3.2	ESPESOR : MINIMO/NOMINAL/MAXIMO (mm)		
3.3.3	PRESION MAXIMA : OPERACION/NOMINAL (Kg/cm ²)		
3.3.4	PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA (Kg/cm ² man)		
3.3.5	FUERZAS Y MOMENTOS EN BRIDAS :		
3.3.5.1	SUCCION : Fx / Fy / Fz (Kg)		
3.3.5.2	Mx / My / Mz (Kg-m)		
3.3.5.3	DESCARGA : Fx / Fy / Fz (Kg)		
3.3.5.4	Mx / My / Mz (Kg-m)		
3.3.6	MONTAJE : <input type="checkbox"/> VERTICAL <input type="checkbox"/> IN-LINE		
	<input type="checkbox"/> PLACA DE MONTAJE SEPARADO		
	<input type="checkbox"/> TORNILLOS DE ALINEAMIENTO COMPONENTES DEL ACCIONADOR		

RODAMIENTOS Y LUBRICACION	
5.0 RODAMIENTOS	
5.0.1 RADIAL	TIPO / CANTIDAD
5.0.2 EMPUJE	TIPO / CANTIDAD
5.1 LUBRICACION	
<input type="checkbox"/> GRASA <input type="checkbox"/> INUNDACION <input type="checkbox"/> API 614 <input type="checkbox"/> SALFOUE <input type="checkbox"/> PRESURIZADO <input type="checkbox"/> PURGA DE ACEITE <input type="checkbox"/> NEBLINA DE ACEITE PURO <input type="checkbox"/> ANILLO DE ACEITE	
5.1.1 VISCOSIDAD DEL ACEITE (GRADO ISO)	
5.1.2 SE REQUIERE CALENTADO DE ACEITE <input type="checkbox"/> ELECTRICO <input type="checkbox"/> VAPOR	
5.1.3 PRESION DEL ACEITE (Kg/cm ²)	
5.2.1 RODAMIENTOS GUIAS :	RAZONES
5.2.2 EJE DE TRANSMISION	
5.3 LUBRICACION DE LOS RODAMIENTOS GUIAS :	
<input type="checkbox"/> AGUA <input type="checkbox"/> ACEITE <input type="checkbox"/> GRASA <input type="checkbox"/> LIQUIDO DE BOMBEO	
5.1.6 COMENTARIOS :	

SELLO MECANICO O EMPAQUETADURA	
6.0 SELLO MECANICO	
6.1 CODIGO DEL SELLO SEGUN API 610	
6.2 MARCA/TAMANO/TIPO	
6.3 CODIGO DE FABRICANTE	
6.4 CONSTRUCCION :	
<input type="checkbox"/> MONTAJE EN CARTUCHO <input type="checkbox"/> SIN MANGAS <input type="checkbox"/> DE MANGAS ENGANCHADA <input type="checkbox"/> SIN CARTUCHO <input type="checkbox"/> ANILLO DE BOMBEO	
6.5 MATERIAL DE LAS MANGAS	
6.6 MATERIAL DE LA BRIDA	
6.7 DISPOSITIVO DE SELLADO AUX. O EMPAQUETADURA	
6.8 DERIVACION DE LA BRIDA	
<input type="checkbox"/> LAVADO <input type="checkbox"/> DREN <input type="checkbox"/> VENTEO <input type="checkbox"/> BARRIDO <input type="checkbox"/> CALENTAMIENTO <input type="checkbox"/> ENFRIAMIENTO <input type="checkbox"/> QUENCH	
6.9 REQUERIMIENTOS DEL FLUIDO DE SELLADO Y DEL LIQUIDO DE LAVADO (SI EL LIQUIDO DE LAVADO ES EL LIQUIDO DE BOMBEO COMO EN LOS PLANES 11 A 41, NO SE REQUIEREN LOS SIGUIENTES DATOS)	
6.9.1 SERVICIO : <input type="checkbox"/> LAVADO <input type="checkbox"/> QUENCH <input type="checkbox"/> BARRERA	
6.9.2 FLUIDO REQUERIDO	
6.9.3 TEMPERATURA DE SUMINISTRO MAX./MIN. (°C)	
6.9.4 GRAVEDAD ESPECIFICA	
6.9.5 PRESION DE VAPOR (Kg/cm ² ABS)	
6.9.6 <input type="checkbox"/> FLAMABLE <input type="checkbox"/> TOXICO <input type="checkbox"/> OTRO	
6.9.7 FLUJO NOMINAL MAX. / MIN. (LPM)	
6.9.8 PRESION REQUERIDA MAX. / MIN. (Kg/cm ²)	
6.9.9 TEMPERATURA REQUERIDA MAX. / MIN. (°C)	

SELLO MECANICO O EMPAQUETADURA		cont. . . .
3.10	TUBERIA DE LAVADO AL SELLO	
3.10.1	PLAN DE LAVADO AL SELLO	
	<input type="checkbox"/> FLEING <input type="checkbox"/> TUBERIA	
	<input type="checkbox"/> ACERO AL CARBON <input type="checkbox"/> ACERO INOXIDABLE	
3.10.2	PLAN DE LAVADO AUXILIAR	
	<input type="checkbox"/> TUBING <input type="checkbox"/> TUBERIA	
	<input type="checkbox"/> ACERO AL CARBON <input type="checkbox"/> ACERO INOXIDABLE	
3.10.3	ENSAMBLE DE LA TUBERIA	
	<input type="checkbox"/> ROSCADA <input type="checkbox"/> ENCHUFABLE SOLDABLE	
	<input type="checkbox"/> BRIDADA <input type="checkbox"/> UNIONES	
	<input type="checkbox"/> SOLDADURA DE SELLADO	
3.10.4	TIPO DE ACCESORIOS DE TUBERIA	
	<input type="checkbox"/> INDICADOR DE FLUJO (PLAN 52, 53)	
	<input type="checkbox"/> INDICADOR DE PRESION (PLAN 52, 53)	
	<input type="checkbox"/> INTERRUPTOR DE PRESION (PLAN 52, 53)	
	<input type="checkbox"/> INDICADOR DE TEMPERATURA (PLANES 21, 22, 23, 32, 41)	
	<input type="checkbox"/> CAMBIADOR DE CALOR (PLANES 52, 53)	
6.11	EMPAQUETADURA	
6.11.1	MARCA / TIPO	
6.11.2	TAMANO / NUMERO DE ANILLOS	
6.11.3	SE REQUIERE INYECCION A LA EMPAQUETADURA	
6.11.4	FLUJO (LPM)	
6.11.5	PRESION (Kg/cm ²)	
6.11.6	ANILLO LINTERNA	

TUBERIA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO		
7.0	<input type="checkbox"/> CON MIRILLA INDICADORA DE FLUJO	
	<input type="checkbox"/> CON VALVULA A LA SALIDA DEL CABEZAL	
	<input type="checkbox"/> SE REQUIERE TUBERIA GALVANIZADA	
	<input type="checkbox"/> SE REQUIERE TUBING DE COBRE	
	<input type="checkbox"/> SE REQUIERE TUBING DE ACERO INOXIDABLE	
7.1	REQUERIMIENTOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	LPM Kg/cm ²
7.1.1	A LAS CHAQUETAS DEL SELLO	
7.1.2	AL PEDESTAL	
7.1.3	AL PORTABALEROS	
7.1.4	AL SELLO DEL CAMBIADOR DE CALOR	
7.1.5	AL QUENCH	
7.1.6	AGUA DE ENFRIAMIENTO TOTAL	
7.2	COMENTARIOS :	

INSTRUMENTACION	
9.0	DETECTORES DE VIBRACION <input type="checkbox"/> TIPO NO CONTACTO (API 570) <input type="checkbox"/> ACELEROMETROS <input type="checkbox"/> UNICAMENTE PREPARACION PARA MONTAJE
8.1	TEMPERATURA Y PRESION <input type="checkbox"/> TEMPERATURA DE LA CHUMACERA RADIAL <input type="checkbox"/> TEMPERATURA DE LA CHUMACERA DE EMPUJE <input type="checkbox"/> UNICAMENTE PREPARACION PARA INSTRUMENTOS <input type="checkbox"/> INDICADORES DE TEMPERATURA <input type="checkbox"/> TERMOPOZOS <input type="checkbox"/> RTD'S <input type="checkbox"/> OTROS
8.1.1	TIPO DE INDICADOR DE PRESION
8.1.1.1	LOCALIZACION
8.1.2	TIPO DE INTERRUPTOR DE PRESION
8.1.2.1	LOCALIZACION
8.2	COMENTARIOS :

PARTES DE REPUESTO				
PARTES DE LA BOMBA		PARA ARRANQUE	DOS AÑOS OPERACION	REHABILITACION
9.0	EXTENSIONES DEL PRENSA ESTOPAS			
9.1	PARTES INTERIORES DE LA CARCASA (TAZONES, DIFUSORES, DIAFRAGMAS)			
9.2	IMPULSORES			
9.3	ANILLOS DE DESGASTE DE LA CARCASA			
9.4	ANILLOS DE DESGASTE DEL IMPULSOR			
9.5	FLECHA CON SUS TUERCAS			
9.6	MANGAS DE FLECHA (CAJA EMPAQUES)			
9.7	MANGAS DE FLECHA (SELLO MECANICO)			
9.8	BUJES DE GARGANTA			
9.9	MANGAS INTERETAPAS Y ESPACIADORES			
9.10	BUJES INTERETAPAS			
9.11	ANILLO LINTERNA (CAJA DE EMPAQUES)			
9.12	BRIDA DEL PRENSAESTOPAS (EMPAQUETADURA O SELLO MECANICO)			
9.13	EMPAQUETADURAS Y O'RINGS			
9.14	PORTABALEROS			
9.15	SELLOS MECANICOS			
9.16	HERRAMIENTAS PARA REPARAR EL SELLO			
9.17	CHUMACERAS RADIALES Y DE EMPUJE			
9.18	MANGAS Y TAMBOR DE BALANCE			
9.19	ANILLOS DE ACEITE			
9.20	ROTOR (ENSAMBLE DE PARTES GIRATOR)			
9.21	ELEMENTO (ENSAMBLE INTERIOR)			

EMBARQUE

12.0	<input type="checkbox"/> DOMESTICO	<input type="checkbox"/> DE EXPORTACION	<input type="checkbox"/> DE EXPORTACION CON CAJA
	<input type="checkbox"/> PARA ALMACENAMIENTO A LA INTemperIE MAS DE 3 MESES		
12.1	EMBARQUE DEL ENSAMBLE DEL ROTOR DE REPUESTO		
	<input type="checkbox"/> ALMACENAMIENTO HORIZONTAL		
	<input type="checkbox"/> ALMACENAMIENTO VERTICAL		
12.2	TIPO DE PREPARACION DEL EMBARQUE		
12.3	COMENTARIOS :		

PESOS

13.0	PESO DE LA BOMBA	(Kg)	
13.1	PESO DE LA BASE	(Kg)	
13.2	PESO DEL MOTOR	(Kg)	
13.3	PESO DEL CABEZAL DE ENGRANES	(Kg)	
13.4	PESO TOTAL	(Kg)	

PRUEBAS

14.0	PRUEBA	TESTIGOS		CON
		SIN	CON	CERTIFICACION
	HIDROSTATICA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	FUNCIONAMIENTO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	NPSH	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	UNIDAD COMPLETA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	NIVEL DE SONIDO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	DESMANTELAMIENTO E INSPECCION DESPUES DE LA PRUEBA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	LIMPIEZA ANTES DEL ENSAMBLE FINAL	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	MOTOR ELECTRICO A PLENA CARGA CON ROTOR BLOQUEADO	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	OTRAS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
14.1	SE CERTIFICA EL MATERIAL EN :			
	<input type="checkbox"/> CARCASA	<input type="checkbox"/> IMPULSORES	<input type="checkbox"/> FLECHA	<input type="checkbox"/> OTRO
14.2	SE REPORTA LA INSPECCION PARA :			
	<input type="checkbox"/> BRIDAS SOLDADAS	<input type="checkbox"/> CARCASA	<input type="checkbox"/> OTRO	
	DE :	<input type="checkbox"/> PARTICULAS MAGNETICAS	<input type="checkbox"/> LIQUIDOS PENETRANTES	
		<input type="checkbox"/> RADIOGRAFICA	<input type="checkbox"/> ULTRASONICA	
14.3	SE REPORTA LA PRUEBA DE IMPACTO CHARPY PARA :			

PRUEBAS		Cont. . .
14.4 SE REPOR TA LA PRUEBA DE DUREZA PARA :		
14.5 SE OFRECE LA PRUEBA HIDROSTATICA CON ADITIVO SURFACTANTE		
14.6 SE REPOR TA PROCEDIM. DE PRUEBA		
14.7 SE REPOR TA EL REGISTRO DE LOS CLAROS Y TOLERANCIAS DEL ENSAMBLE FINAL		
14.8 COMENTARIOS :		

TIEMPOS DE ENTREGA Y VALIDEZ DE LA OFERTA	
15.0 TIEMPO DE ENTREGA CONJUNTO BOMBA-ACCIONADOR	
15.0.1 DIBUJOS	
15.1 PORCENTAJE DE INTEGRACION NACIONAL	
15.2 VALIDEZ DE LA OFERTA	
15.3 GARANTIA	
15.4 PRECIOS FIRMES	
15.5 L.A.B. CONJUNTO BOMBA-ACCIONADOR	
15.6 COMENTARIOS :	