

41



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGÓN**

**“ FUNDAMENTOS DE LAS MAQUINAS
HIDRAULICAS Y SU APLICACIÓN, ARRANQUE
Y CONTROL DE BOMBAS CENTRIFUGAS”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N:

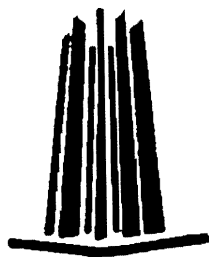
RODOLFO HERNANDEZ CASTAÑEDA

CARLOS HERNANDEZ LÓPEZ

294019.

ASESOR

PROF. ING. DAVID MOISES TERÁN PÉREZ





Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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.



**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS
PROFESIONALES ARAGÓN - UNAM**

**JEFATURA DE CARRERA DE
INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA**

OFICIO No. ENAR/JAME/0407/2001

ASUNTO: Sinodo.

**LIC. ALBERTO IBARRA ROSAS
SECRETARIO ACADÉMICO
P R E S E N T E**

Por este conducto me permito relacionar los nombres de los Profesores que sugiero integren el Sinodo del Examen Profesional del alumno, **HERNÁNDEZ LÓPEZ CARLOS**, con Número de Cuenta: **9002631-7**, con el tema de tesis: **"FUNDAMENTOS DE LAS MAQUINAS HIDRÁULICAS Y SU APLICACIÓN, ARRANQUE Y CONTROL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS"**.

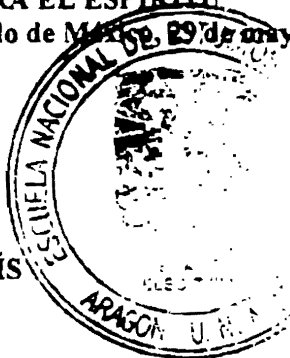
PRESIDENTE:	ING. JESÚS NUÑEZ VALADEZ	ABRIL	77
VOCAL:	ING. DAVID MOISES TERÁN PÉREZ	MAYO	90
SECRETARIO:	ING. ADRIAN PAREDES ROMERO	MAYO	90
SUPLENTE:	ING. ANTONIO ÁVILA GARCÍA	NOVIEMBRE	90
SUPLENTE:	ING. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA	MAYO	91

Quiero subrayar que el Director de Tesis es el Ing. David Moises Terán Pérez, el cual esta incluido en base a lo que reza el Reglamento de Exámenes Profesionales de esta Escuela.

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, Estado de México, **29 de mayo del 2001**

EL JEFE DE CARRERA

ING. IVÁN MUÑOZ SOLÍS



c.c.p - Lic. Ma. Teresa Luna Sánchez - Jefa del Depto. de Servicios Escolares
Ing. David Moises Teran Pérez - Asesor de Tesis.
Alumno.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS
PROFESIONALES ARAGÓN - UNAM

JEFATURA DE CARRERA DE
INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA

OFICIO No. ENAR/JAME/0406/2001

ASUNTO: Sinodo.

LIC. ALBERTO IBARRA ROSAS
SECRETARIO ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto me permito relacionar los nombres de los Profesores que sugiero integren el Síndico del Examen Profesional del alumno, **HERNÁNDEZ CASTAÑEDA RODOLFO**, con Número de Cuenta: 9037982-6, con el tema de tesis: **"FUNDAMENTOS DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS Y SU APLICACIÓN, ARRANQUE Y CONTROL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS"**.

PRESIDENTE:	ING. JESÚS NUÑEZ VALADEZ	ABRIL	77
VOCAL:	ING. DAVID MOISES TERÁN PÉREZ	MAYO	90
SECRETARIO:	ING. ADRIAN PAREDES ROMERO	MAYO	90
SUPLENTE:	ING. ANTONIO ÁVILA GARCÍA	NOVIEMBRE	90
SUPLENTE:	ING. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA	MAYO	91

Quiero subrayar que el Director de Tesis es el Ing. David Moises Terán Pérez, el cual esta incluido en base a lo que reza el Reglamento de Exámenes Profesionales de esta Escuela.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, Estado de México, 29 de mayo del 2001

EL JEFE DE CARRERA

ING. IVÁN MUÑOZ SOLÍS

c.c.p - Lic. Ma. Teresa Luna Sánchez.- Jefa del Depto. de Servicios Escolares.
Ing. David Moises Teran Perez.- Asesor de Tesis.

Alumno.

JUSTIFICACIÓN

“Mecánica Racional es la que, trata de los cuerpos cuando se aplican las Leyes de Newton. Cuando los cuerpos adquieren la velocidad de la luz, los principios de la Mecánica Racional, ya no son aplicables y entonces se emplea la Teoría de la Relatividad de Einstein”.¹

A manera de Justificación; el presente Trabajo; persigue proporcionar al lector, la información necesaria para el conocimiento, manejo y selección de los diferentes tipos de Bombas Centrífugas a partir del conocimiento de los Fundamentos de las Máquinas Hidráulicas. No pretende ser un libro de texto que pretenda sustituir la experiencia del Diseñador, ni una *“Guía Rápida para Instalación de Bombas”*. Su objetivo es proporcionar conceptos básicos en el uso y selección de modelos de Bombas Centrífugas.

Adicional a lo anterior, es importante recalcar la necesidad de tener en un sólo volumen, los conceptos básicos y las características más relevantes de la Bombas Centrífugas en nuestro idioma; ya que la mayoría de la información, se tiene en Catálogos, Textos y Manuales en otros idiomas tales como el Inglés, Alemán y Francés (debido a que los fabricantes de estos productos son extranjeros en su totalidad). Por lo que, este trabajo pretende cubrir esa carencia y remitir al potencial lector a la literatura extranjera sobre Bombas Centrífugas, únicamente cuando tenga que cotizar los productos. Ya que, al tener esta información en Español; todo lo referente a nuestro tema de estudio lo hallará sin ningún problema.

¹ Reyes Aguirre, Miguel. “Máquinas Hidráulicas”. México, 1998. Edit. Alfaguara. p-1.

OBJETIVO GENERAL.

Proporcionar la información general sobre los criterios, para poder seleccionar de forma correcta un Equipo de Bombeo. Así como conocer las aplicaciones más importantes de las Bombas Centrífugas y establecer recomendaciones para lograr una adecuada operación y dar a conocer los aspectos más importantes sobre el mantenimiento de los Equipos de Bombeo, todo lo anterior, basado y sustentado en el conocimiento de las Máquinas Hidráulicas.

OBJETIVOS PARTICULARES.

1.- Proporcionar los conceptos y definiciones fundamentales, que se deben considerar para entender la Teoría de Operación de las Máquinas Hidráulicas, y de esta forma, aplicar esos conceptos al conocimiento y aplicación de Bomas Centrífugas de uso Industrial.

2.- Conocer los aspectos fundamentales de las Bombas Centrífugas, así como su clasificación y aplicaciones más comunes.

3.- Conocer la Teoría de Operación de los Equipos Periféricos que configuran el entorno de un Equipo de Bombeo.

4.- Establecer los criterios fundamentales de Selección de las Bombas Centrífugas.

5.- Proporcionar los conceptos que se requieren para un correcto sistema de protección eléctrico, para las Bombas Centrífugas.

INTRODUCCIÓN

Un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etcétera; y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición ó de velocidad.

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

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

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

Las Bombas constituyen uno de los dispositivos más recurridos en la vida de el Hombre. Se podría afirmar que prácticamente en la actualidad, todos ó la gran mayoría; de los Sistemas Productivos, ya sea de bienes ó de servicios, cuentan con un equipo de bombeo por lo menos.

Tal vez, para el suministro de agua de servicio, todos los automóviles cuentan con una bomba para inducir gasolina y otra para los aspersores de los limpia vidrios del parabrisas, las bombas que proveen de agua a los usuarios de las redes municipales, y nada menos, todos los seres Humanos (así como algunas especies animales), portamos la bomba más compleja que se conoce: El corazón.

Por lo que, esta recurrencia por las bombas es la razón por la que se han desarrollado numerosos tipos de bombas e incontables aplicaciones.

A lo largo del presente trabajo de Tesis, se analizarán los principales puntos que se requieren para llevar a cabo una correcta selección de un equipo de bombeo, conociendo su aplicación así como los conceptos fundamentales a tomar en cuenta para su operación y su mantenimiento.

En la selección de un equipo de bombeo, intervienen bastantes factores que se integran desde lo meramente técnico y lo funcional, hasta el factor económico. En la mayoría de los casos, las características técnicas de diferentes equipos se traslapan; lo que implica la necesidad de analizar más a detalle las posibles alternativas que existen y se ofrecen para una aplicación muy específica.

Es ahí donde surge la necesidad de contar con criterios basados en la teoría y en la experiencia que ayuden a la efectiva elección que dé la mejor alternativa, partiendo siempre de la premisa de que: *" Para ser eficiente, primero se debe ser eficaz "*.

En el campo de las Bombas, existen muchas opciones y criterios que si bien no son totalmente contradictorios, sí son considerablemente diferentes. Durante el desarrollo de este trabajo, se exponen criterios generales a seguir de manera enunciativa y no limitativa en los que convergen las experiencias y la investigación al respecto del tema.

Un ejemplo adicional a los Sistemas de Bombeo; es de los Láseres. El primer Láser se construyó en 1960. Desde entonces, los químicos han encontrado numerosas aplicaciones útiles de este tipo de fuentes en la espectroscopia de alta resolución para estudios cinéticos de procesos cuya duración está dentro del intervalo de 10 nanosegundos a 10 picosegundos en la detección y cuantificación de concentraciones sumamente pequeñas de determinadas sustancias en la atmósfera y para inducir reacciones isotópicas selectivas.

Además, las fuentes Láser han adquirido importancia en diferentes métodos analíticos de rutina, que comprenden las Espectropía Ramán, la Espectropía de Emisión y la Espectropía Infrarroja basada en la Transformada de Fourier.

La palabra Láser es un sigla en Inglés que significa *Ligth Amplification by Stimulated Emission of Radiation*. Debido a su propiedad de amplificación de la luz, los Láseres producen haces de radiación estrechos y sumamente intensos. El proceso de emisión estimulada produce un haz de radiación altamente monocromático (anchos de banda de 0.01 nanómetro ó menos) y notablemente coherente.

El bombeo es necesario para el efecto Láser, constituye el proceso por el cual, las especies activas se excitan por medio de una descarga eléctrica, el pasaje de una corriente eléctrica, la exposición a una fuente radiante intensa ó la interacción con una especie química. Durante el bombeo resultan poblados varios de los niveles energéticos, electrónicos y vibratorios superiores.

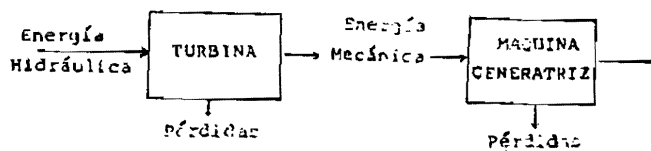
CAPÍTULO I

GENERALIDADES SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS. CLASIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN ELEMENTAL.

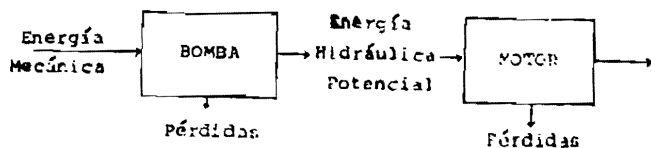
1.1.- El Concepto de Máquina Hidráulica.

Máquina Hidráulica es todo dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica y viceversa. En el primer caso, las máquinas son motrices (turbinas), y en el segundo caso, son generatrices (bombas).

MAQUINA HIDRAULICA MOTRIZ:



MAQUINA HIDRAULICA GENERATRIZ:



Se llama Máquina Reversible a aquella en la cual la energía puede fluir en los dos sentidos; por ejemplo, un Transformador. La mayor parte de las Máquinas Hidráulicas han sido diseñadas como Máquinas Irreversibles, pero existen algunos diseños particulares para disponer de reversibilidad; por ejemplo, las turbinas-bombas.

1.2.- Clasificación de las Máquinas Hidráulicas.

Para hacer una clasificación existen varios criterios los cuales se basan de hecho en los siguientes conceptos:

- a). Tomando como base la naturaleza de la energía en transformación.
- b). Con referencia al número de revoluciones por minuto desarrollado en determinadas circunstancias y condiciones de funcionamiento.
- c). Según la trayectoria del líquido que atraviesa el distribuidor y el rodete.
- d). Según la disposición de la instalación.
- e). Según el funcionamiento y las características constructivas.

La Energía de un punto de una vena fluída en movimiento está representada por la Ecuación de Bernoulli:

$$E = P/\gamma + h + v^2$$

y donde los términos son:

P/γ es la Energía de Presión.

h es la Energía Potencial o de Posición.

$v^2/2g$ es la Energía Cinética.

Una Máquina Hidráulica transforma una energía de estas, o la combinación de ellas. Una clasificación del primer tipo de máquinas motrices podría ser:

- 1.- Aquellas que transforman la energía de presión en energía mecánica; por ejemplo, servomotores.
- 2.- Las que transforman la energía de posición en energía mecánica; por ejemplo, la rueda hidráulica.
- 3.- Las que transforman la energía cinética en energía mecánica; por ejemplo, ruedas de inyección (Pelton).

Una clasificación semejante puede hacerse para las máquinas generatrices:

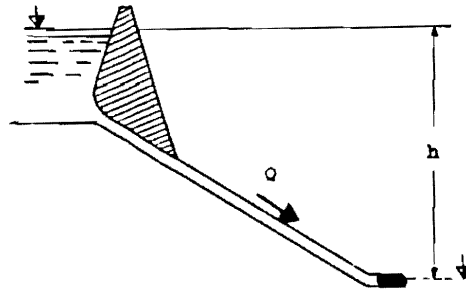
- 1.- Las que transforman energía mecánica en energía de presión; por ejemplo, bombas de émbolo.
- 2.- Las que transforman energía mecánica en energía de posición; por ejemplo, un malacate.
- 3.- Las que transforman energía mecánica en energía cinética; este tipo de máquinas en realidad no existe.

Al efectuarse cualquiera de estas transformaciones, existen pérdidas por fricción y por remolinos en el líquido. La tendencia moderna es disminuir estas pérdidas tanto en las turbinas como en las bombas. Sin embargo, existen máquinas en las cuales las pérdidas hidráulicas debido a turbulencias se incrementan y se usan; por ejemplo, como frenos. Es de mencionarse también que existen combinaciones de máquinas motrices y generatrices (cambiadores de par), que consisten en un acoplamiento de una bomba y una turbina alimentadas en circuito cerrado.

Las máquinas hidráulicas pueden ser giratorias o de movimiento alternativo. Las máquinas giratorias, en el caso de las bombas pueden consistir de un sólo o varios elementos en rotación. Más adelante se verán los principios y leyes de la transmisión de energía de un rodete al agua o del agua al rodete, y se llamará a estas máquinas: Turbomáquinas.

1.3.- Transformación de la Energía Disponible en el Agua Almacenada.

En todo aprovechamiento de energía hidráulica, la potencia disponible está caracterizada por dos parámetros: "Q" y "h".



21

Al efectuarse la transformación de esta energía existen pérdidas en todos los elementos por donde pasa el fluido. Un criterio para estimar la energía disponible en una instalación es el siguiente:

La potencia disponible será:

$$\text{Potencia} = \gamma Qh \quad [\text{Kg-m/seg}] \quad \dots\dots\dots 1$$

donde:

Q = litros/segundo.

h = metros.

$\gamma = \text{Kg/dm}^3$

si Q está dada en [m³/seg]:

$$\text{Potencia} = 1000 Qh \quad [\text{Kg-m/seg}] \quad \dots\dots\dots 2$$

O bien en Caballos de Vapor [CV]:

$$\text{Potencia} = 1000 Qh/75 \text{ [CV]} \dots\dots\dots 3$$

La eficiencia del conjunto Turbina-Tubería puede estimarse de 75%, siendo la potencia útil a la salida de la Turbina:

$$\text{Potencia} = [(1000 Qh)(0.75)]/(75) \dots\dots\dots 4$$

Las fórmulas anteriores indican una estimación de la Energía disponible en una instalación cuyo gasto sea Q en [m³/seg], y cuya caída sea h en [metros]. Las principales unidades y equivalencias que se utilizarán en este trabajo de tesis son:

- 1 CV = 75 [Kg-m/seg].
- 1 KW = 102 [Kg-m/seg] = 1.34 [HP] = 1.36 [CV].
- 1 HP = 76.04 [Kg-m/seg] = 1.014 [CV] = 0.745 [KW].

Tipos Principales de Máquinas Hidráulicas:

a). Las Turbinas “Tipo Pelton”. Éstas se caracterizan por lo siguiente:

- 1.- El agua pega al rodete a la presión atmosférica.
- 2.- El rodete consiste de una rueda provista en la periferia de cangilones.
- 3.- Se utilizan para grandes caídas.
- 4.- La energía disponible en forma de energía de posición se transforma por medio de una tubería rematando en un chiflón, en energía cinética.
- 5.- Están provistas de una válvula esférica como medio de seguridad
- 6.- La regulación de estas máquinas se efectúa por medio de la acción de las agujas en el chiflón y por medio de deflectores.

b). Las Turbinas “Tipo Francis”. Éstas se caracterizan por lo siguiente:

- 1.- Están formadas por una espiral que va a alimentar al rodete.
- 2.- Se utilizan para caídas medianas.
- 3.- Tienen un distribuidor que orienta el agua hacia el rodete.
- 4.- A semejanza de una bomba centrífuga.
- 5.- El agua no está a la presión atmosférica.
- 6.- Descargan a contrapresión.
- 7.- Generalmente, están provistas de una válvula de mariposa como órgano de seguridad.
- 8.- La regulación se efectúa por medio del distribuidor que consiste en unos alabes móviles dispuestos en forma de persiana a la salida del espiral.

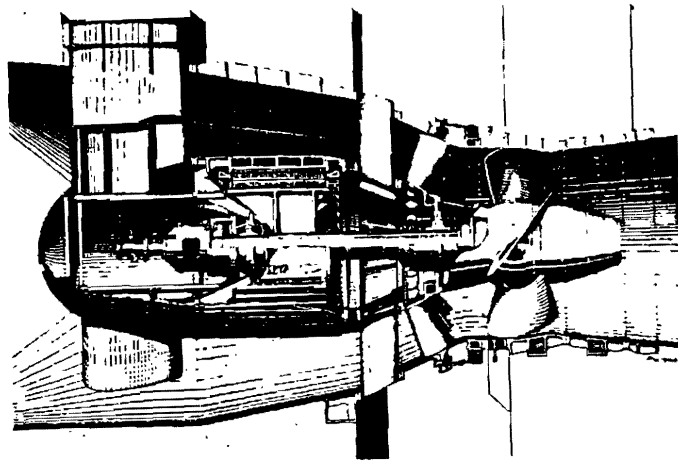
c). Turbinas “Tipo Kaplan”. Éstas se caracterizan por lo siguiente:

- 1.- Se utilizan para bajas caídas.
- 2.- El rodete recuerda la forma de una hélice de barco.
- 3.- El ángulo de inclinación de la pala del rodete es regulable.
- 4.- Se usan para gastos (caudales) muy grandes.
- 5.- La regulación se efectúa por medio de un distribuidor como en las Turbinas Tipo Francis, y además, con la inclinación de las palas del rodete.

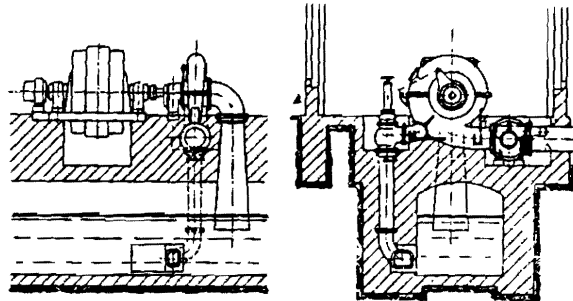
Aparte de las turbinas anteriormente descritas, existen por ejemplo; las turbinas-hélice que en algunos casos son semejantes a las Turbinas Tipo Kaplan, con la excepción de que los alabes no son móviles. A veces también las Turbinas-Hélice afectan la forma de una Turbina Tipo Francis, pero sin el anillo inferior.

Otro tipo de Turbinas reciben el nombre de Tubulares. Éstas asemejan a una Turbina Tipo Kaplan puesta en posición horizontal y seguida del generador impulsado por ella.

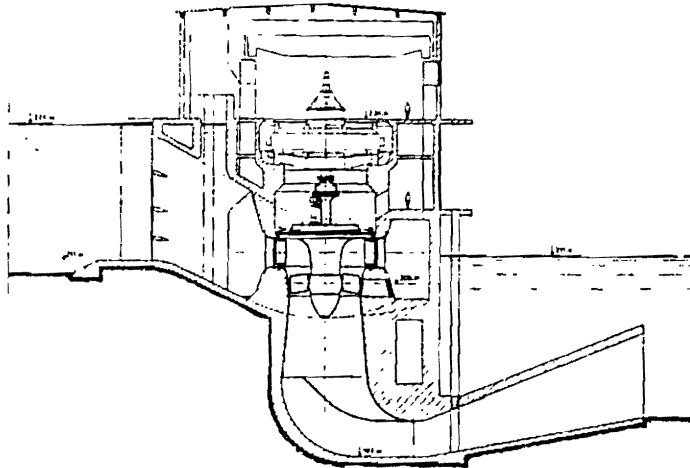
En las siguientes páginas se podrá observar los diferentes Tipos de Turbinas que se analizaron con antelación.



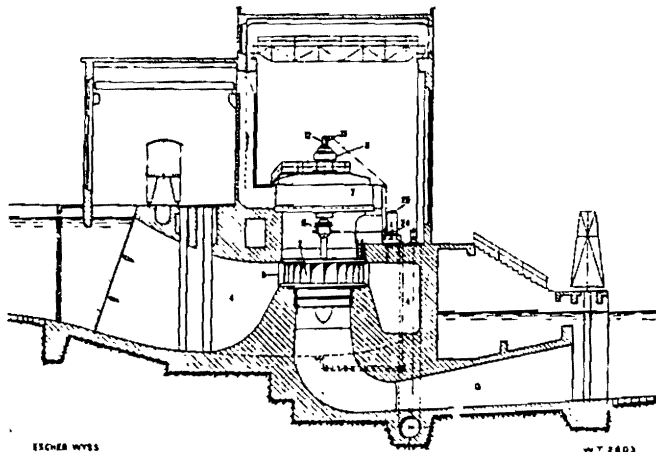
Turbina tubular con generador tipo bulbo. Planta
BEAUMONT-MONTEAUX, Francia, 12400 C.V.
Y 12.50 m de caída (Neyrpic)



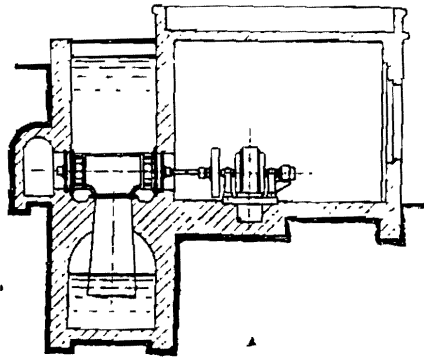
Turbina Francis vertical, carcasa espiral, planta Coscile, Ita-
lia; caída 223 metros, potencia de 5 700 kw y una velocidad de 1 000
rpm. (Ansaldo San Giorgio).



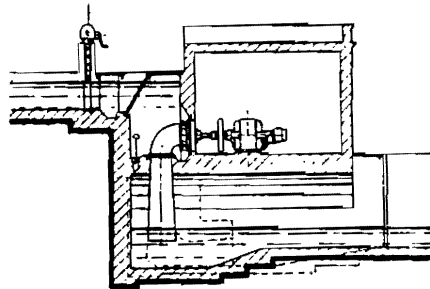
Planta Hidroeléctrica de NAVEREDE, Suecia. Dos turbinas Kaplan cada una de 34,050 kw, una caída de 12.80 metros, un gasto de 304 --- m³/seg. y una velocidad de 83.3 rpm.



Elementos esenciales de una turbina Kaplan: 2.- Alabes móviles del - Distribuidor. 4.- Carcasa espiral de concreto. 6.- Anillo de álabes fijos. 7.- Generador. 8.-Chumacera de carga. 11.-Servomotor de las - palas del rodete. 12.-Inyección del aceite. 13.-Tubo de aspiración. 24.- Regulador de velocidad.



Turbina Francis gemela, en cámara libre, caída neta 11 metros, 295 kw y 750 rpm. Acoplamiento directo al generador. (Franco Tosi)



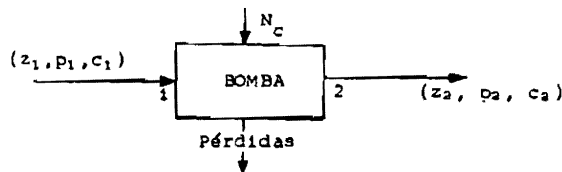
Turbina Francis en cámara libre, $h=8m$, pot=25kw, 600 rpm. Acoplamiento directo al generador. (Franco Tosi).

CAPÍTULO II

TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA.

II.1.- Energía Utilizada y Pérdidas.

Para fijar ideas del funcionamiento de una bomba, se hará un repaso de los principios fundamentales, esta vez sólo aplicados exclusivamente a las Turbo-Bombas:



Supóngase los parámetros (z_1, p_1, c_1) y (z_2, p_2, c_2) de los puntos 1 y 2, entrada y salida respectivamente en la bomba anterior. La energía que se le comunica a cada litro (Kg) de fluido puede expresarse como:

$$H_m = [(z_2 + p_2 / \gamma + c_2^2 / 2g)] - [(z_1 + p_1 / \gamma + c_1^2 / 2g)]$$

en la mayor parte de los casos:

$$z_1 \approx z_2 \quad \text{y} \quad c_1 \approx c_2$$

Esta carga H_m , no será la utilizable prácticamente sino que habrá pérdidas en las tuberías. La carga útil H y la manométrica quedarán relacionadas por la ecuación:

$$H_m = H + \Sigma \text{ pérdida por fricción en la tubería.}$$

si N_c es la potencia suministrada en el cople de la bomba, la eficacia del conjunto bomba-tuberías será:

$$\eta_{bt} = (\gamma Q H) / N_c$$

y por cada kilogramo de fluido:

$$\eta_{b-t} = (H) / (H_{ab})$$

y la eficiencia de la bomba (suponiendo que no hay fugas), será:

$$\eta_b = (\gamma Q H_m) / (N_c)$$

Esta eficiencia no se logra en la práctica, pues al igual que en las turbinas, está afectada de los siguientes factores:

a). Todo el fluido que atraviesa el impulsor no se utiliza en la instalación, debido a que hay pérdidas en el laberinto del impulsor y la espiral.

Si Q es el gasto en el extremo de la tubería de descarga y q es el gasto perdido en el laberinto se definirá el rendimiento volumétrico como:

$$\eta_v = (Q) / (Q+q)$$

b). Toda la potencia N_c no se comunica al impulsor, sino que hay pérdidas mecánicas. Estas comprenden las pérdidas de potencia en las chumaceras y el estopero, así como las pérdidas por fricción de líquido entre el impulsor y el cuerpo de la bomba. Estas últimas pérdidas aunque de naturaleza hidráulica, son clasificadas como pérdidas mecánicas porque son exteriores a la trayectoria del líquido y no causan ninguna caída en la altura manométrica. Las pérdidas mecánicas determinan una eficiencia mecánica de la forma:

$$\eta_m = (N_c - \sum \text{pérdidas mecánicas}) / (N_c)$$

c). La altura manométrica suministrada por una turbo-bomba está engendrada exclusivamente por el impulsor. Los otros órganos no contribuyen a nada en la creación de esta altura manométrica, por el contrario, inevitablemente ocasionan pérdidas hidráulicas o mecánicas. Todas las pérdidas de altura manométrica que tienen lugar desde la aparición hasta el desfogue constituyen las pérdidas hidráulicas, principalmente son: pérdidas por fricción, pérdidas por remolinos, etcétera. Estas pérdidas dan origen a la eficiencia hidráulica de la forma:

$$\eta_h = [(\gamma)(Q+q)(H_m)] / [(N_c - \sum \text{pérdidas mecánicas})]$$

al igual que en las tuberías, la eficiencia total de la bomba será igual a:

$$\eta = (\eta_m)(\eta_h)(\eta_v)$$

II.2.- Carga Hidráulica Comunicada.

Si se tiene una bomba puramente centrífuga, el aumento de presión se debe a:

1.- La fuerza centrífuga comunicada al agua contenida en la rueda:

$$(U_2^2 - U_1^2) / (2g)$$

2.- La variación de la velocidad relativa del fluido entre los alabes del impulsor es:

$$(\omega_1^2 - \omega_2^2) / (2g)$$

se puede escribir para los puntos 1 y 2 del impulsor de la bomba centrífuga:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \sum_{1-2} fr$$

donde:

$$\sum_{1-2} fr, \text{ será las pérdidas del impulsor y considerando } z_1 = z_2 \text{ se}$$

tiene que:

$$H_m = \left\{ \frac{(U_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2)}{(2g)} \right\} - \sum_{1-2} fr$$

La potencia H_m comunicada al agua deberá estar constituida de H_h

H_h aumentada de la variación de energía cinética:

$$H_h = H_m + \left\{ \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{(2g)} \right\} - \sum_{1-2} fr$$

ó también:

$$H_h = \{[(u_2^2 - u_1^2 + \omega_1^2 - \omega_2^2 + C_2^2 - C_1^2)] / (2g)\}$$

de los triángulos de velocidad se sabe que:

$$w^2 = C^2 + u^2 - 2u Cu$$

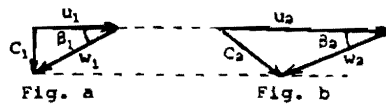
y la potencia hidráulica por Kilogramo de fluido será:

$$H_h = \{[(Cu_2^2 - Cu_1^2)] / (g)\}$$

11.3.- Los Alabes del Impulsor.

Considérese una bomba absolutamente centrífuga, en la cual se supondrá que las secciones de entrada y salida son de tal modo que $c_{m1} = c_{m2}$. Se supondrá que la entrada es rigurosamente axial; es decir, $C_{U1} = 0$ (esto sucederá, si no existiese ningún órgano directriz a la entrada del impulsor).

El triángulo de velocidades para un r.p.m. dado a la entrada, que daría:



El triángulo de salida quedará con un ángulo β diferente. La carga hidráulica comunicada al líquido sería:

$$H_h = \left\{ \left[\frac{C_u u_2}{2} \right] \right\} / (g)$$

Si se desprecian las pérdidas, se tiene la siguiente expresión:

$$\left\{ \left[\frac{(z_2) + (p_2 / \gamma)}{2} \right] - \left[\frac{(z_1) + (p_1 / \gamma)}{2} \right] \right\} = \left\{ \left[\frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2g} \right] + \left[\frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} \right] \right\}$$

Variación de la Velocidad Relativa. Fuerza Centrífuga.

De la figura de los triángulos:

Tomando E como centro, se debe trazar un círculo de radio DE y por c se baja una recta paralela a c₁ y perpendicular al diámetro DF se tiene:

$$(DE+CE)(DE-CE) = (CF)(DC) = \overline{CH}^2$$

En el triángulo DCH, se tiene:

$$\overline{CH}^2 = 2g H_m$$

$$\overline{DC}^2 = C_2^2 - C_1^2 = 2g E \quad (\text{Energía Cinética}) \quad y$$

$$\overline{DH}^2 = \overline{CH}^2 + \overline{DC}^2 = 2g H_h \quad (\text{Energía Total comunicada al Fluído}).$$

Para cada valor de β se podrá construir un triángulo diferente DCH si el punto C coincide con el punto D, la energía transmitida al líquido es nula y el alabe será pasivo.

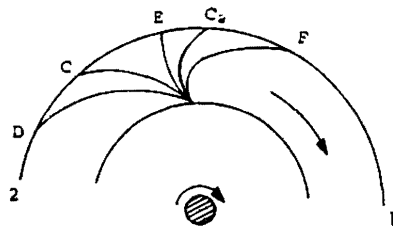
Entonces el punto c se puede desplazar a voluntad, según el diseño de la bomba, a medida que se aleja de D, el impulsor empezará a comunicar energía al líquido. En los puntos cercanos a C₁ la energía de presión será considerablemente mayor que la energía cinética. Por el contrario, en los puntos cercanos a C₂ la energía de presión disminuirá y se llegará al punto F en donde toda la energía comunicada al líquido es asimilada en forma cinética.

Prácticamente no es conveniente utilizar diseños de bombas con un ángulo β que ande en la zona izquierda del diagrama, la presión sería muy grande en relación con la energía total y eso perjudicaría los empaques de la máquina, además de que las fugas serían muy grandes y la eficiencia volumétrica disminuiría.

Por el contrario, si C se desplaza a la zona derecha (puntos vecinos a C₂), la mayor parte de la energía comunicada al líquido será

cinética, habrá necesidad de un difusor para transformar esta energía cinética en energía de presión a fin de que sea prácticamente utilizable. Este proceso de conversión ocasiona muchas pérdidas hidráulicas y por lo tanto la eficiencia hidráulica de la máquina bajará. Se está obligado a adoptar valores medios de β_2 de tal modo que el punto C

ande en la zona señalada en la figura para tener una buena eficiencia.



Esta figura muestra las diferentes formas que adoptará el alabe según las posiciones del punto C. Para valores $\beta_2 = \beta_1$ el alabe tendrá la forma de espiral logarítmica. Cuando C esté en E, el alabe terminará radial a la salida del impulsor. Para puntos próximos a F el alabe será curvado hacia adelante.

II.4.- Determinación del Tamaño del Impulsor y Forma del Mismo.

El cálculo de un impulsor puede efectuarse de varios modos dependiendo de las hipótesis supuestas y las exigencias de la bomba. Las indicaciones que se dan a continuación sólo servirán como referencia y tener una idea de la dimensión y forma aproximada del impulsor de una bomba.

Al igual que en las Turbinas, para una bomba dados los datos de altura y gasto, pueden existir muchas soluciones, aún si a estos datos se le agrega la velocidad específica las soluciones son diversas. En la práctica, la experiencia ha fijado una relación entre esos elementos, relación que sirve a título indicativo. El coeficiente de velocidad periférica del impulsor está dado por:

$$K_{U2} = \left\{ \frac{(\pi n D_s)}{2} \right\} / \left\{ (60 \sqrt{2gH}) \right\}$$

y este K_{U2} se relaciona con la n_s (n_s en función del gasto) con la expresión:

$$K_{U2} \approx (0.00532)(n_s) + 0.89$$

fórmula que permite calcular el diámetro exterior del impulsor cuando se tiene el gasto, la altura manométrica y la velocidad de rotación. Para una aproximación rápida, se puede calcular el producto $(n_s)(D_s)$ de la

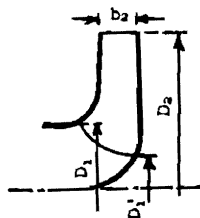
fórmula: $H = [(u_2^2) / (2g)]$

Las principales proporciones quedan, según la n :
 s

n s	D' / D		D' / D		b / D	
	1	2	1	2	2	2
10	0.28		0.20		0.02	
20	0.42		0.25		0.045	
30	0.52		0.31		0.07	
40	0.60		0.36		0.095	
60	0.71		0.42		0.13	
80	0.78		0.46		0.16	
100	0.84		0.50		0.18	

Para una bomba hélice se toma generalmente una relación del diámetro del cono al diámetro de la rueda de 0.4 a 0.5

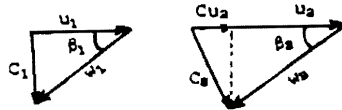
Se determinan después los ángulos de entrada y de salida de los alabes a partir de los triángulos de velocidades.



Para trazar los triángulos de velocidades, se conocen los valores de u_1 , u_2 y c_{m1} y c_{m2} (supóngase que no hay órgano directriz) y entonces se impondrá a la entrada $C_{U1} = 0$ y se determina C_{U2} a partir de la Ecuación de Euler:

$$H_h = \left\{ \left[\left(C_{U2} \right) \left(U_2 \right) \right] - \left[\left(C_{U1} \right) \left(U_1 \right) \right] \right\} / (g)$$

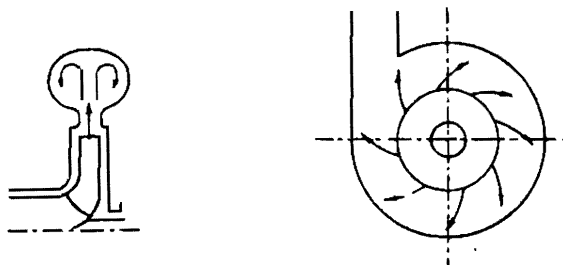
Una vez trazados los triángulos, se deducirán los valores relativos β_1 y β_2 del alabe a la entrada y a la salida.



II.5.- Principales Problemas en las Bombas.

a).- Recuperación de la Energía Cinética en la Salida del Impulsor.- El líquido al salir del impulsor posee una gran parte de su energía en forma cinética, habrá entonces necesidad de convertir esa energía cinética en energía de presión de modo que sea ésta utilizable en la tubería de descarga. De acuerdo con el triángulo de velocidades a la salida del impulsor el líquido está animado de un movimiento centrífugo y de un movimiento de rotación. En estas condiciones el fluido pasará a la voluta en donde se efectuará la conversión en energía de presión.

Entre la voluta y el impulsor puede existir o no un difusor formado de alabes fijos y encargados de guiar el agua hacia el tubo de descarga. Algunos fabricantes omiten este difusor para obtener bombas más baratas. A pesar de esta omisión se han logrado eficiencias tan altas como las obtenidas con las bombas con difusor, todo depende de la perfección del diseño.



La conversión de la energía cinética en energía de presión se efectúa produciendo dos remolinos en espiral como se indica en la figura anterior. La experiencia ha demostrado que la existencia de esos remolinos ayuda a obtener una conversión efectiva de la energía; además, de buena eficiencia.

b).- Fricción Producida por las Tapas del Impulsor.- El impulsor se encuentra ahogado y las caras extremas de las tapas originan una pérdida por fricción hidráulica. Algunas bombas (con el objetivo de disminuir estas pérdidas), se fabrican con una sola tapa y en algunos casos de bombas pequeñas se han suprimido las dos tapas uniendo los alabes directamente al núcleo central. A fin de evitar las pérdidas por fugas, esta disposición el centrado del impulsor deberá ser muy exacto. La potencia perdida por un disco girando en el agua está dada por la fórmula:

$$N = K n^3 D^5$$

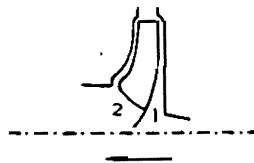
en donde:

D = Diámetro del Disco.

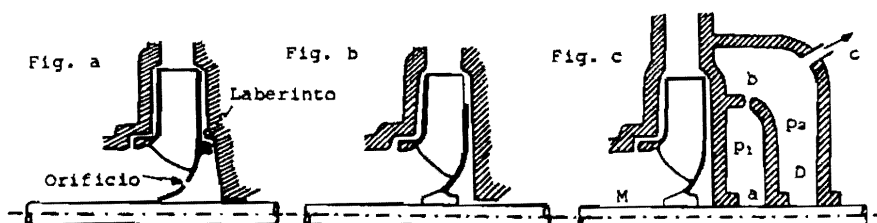
n = Revoluciones por Minuto, (r.p.m.).

k = Coeficiente que depende de la distancia entre las paredes móvil y fija, y las condiciones de rugosidad de las mismas.

c).- El Problema del Empuje Hidráulico.- En una bomba de construcción ordinaria, existe siempre una diferencia de presión entre la zona 1 en comunicación con la presión de salida y la zona 2 que se encuentra a la presión de aspiración. Debido a esto, se provoca un empuje axial en el sentido que se indica en la figura.



Si la bomba es de flecha vertical, el empuje total será la suma del empuje hidráulico más el peso de todas las partes giratorias. Siempre ha sido un problema el absorber este empuje. En la mayoría de los casos se utilizan chumaceras de carga axial de rodamientos ordinarios para pequeñas capacidades y de segmentos para grandes empujes. Cuando se trata de bombas horizontales de dos ruedas en paralelo se pueden poner éstas en sentido contrario permitiendo así anular un empuje de la otra.



También el empleo de dos laberintos del mismo diámetro y un orificio de equilibrio como se muestra en la figura (a), disminuye notablemente el empuje hidráulico.

Otra forma es proporcionar las áreas de las tapas de tal forma que la fuerza resultante producida por la presión en las tapas, resulte igual y opuesta, como lo muestra la figura (b).

Si el empuje es muy grande, se utiliza algunas veces, un disco desequilibrado que no consiste en otra cosa que un disco "D"; tal como lo muestra la figura (c), que experimenta una presión contraria que se opondrá al empuje hidráulico.

En esta última construcción el disco "D" va acoplado a la flecha "M", y ésta permite un cierto deslizamiento axial variando el entrehierro (b). La apertura en "C" y el entrehierro (b), estarán en función del empuje hidráulico. Las pérdidas volumétricas en este caso alcanzan valores de 2 a 3% del gasto total.

II.6.- Curvas Características de las Bombas Centrífugas.

Los diferentes parámetros del funcionamiento de una bomba son interdependientes. Sus variaciones se representan por curvas que son características de cada bomba. Considérese una bomba en acción, la salida es tanto cerrada; el gasto será nulo, pero la altura manométrica será máxima. Una fórmula empírica que permite determinar ese valor es la siguiente:

$$H_m = \left\{ \frac{(D)^2 (n)}{8500} \right\}^2$$

de donde:

H = Altura manométrica máxima en metros de mercurio.

D = Diámetro exterior del impulsor en centímetros.

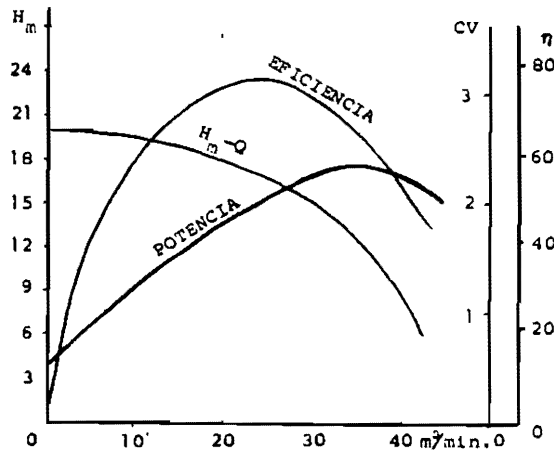
n

= Velocidad del impulsor en revoluciones por minuto (r.p.m.).

Si se mantiene constante la velocidad de la bomba y se abre progresivamente la salida, el gasto comienza a aumentar partiendo de cero, y por el contrario la altura manométrica comienza a disminuir de un modo continuo. La variación de la presión en función del gasto se representa por una curva. La caída, la disminución de la altura manométrica, depende de la forma y del número de palas del impulsor y también de las pérdidas por fricción internas. Estas pérdidas aumentan al mismo tiempo que el gasto y esa es la razón de la disminución de la H.

Al diseñarse una bomba se puede modificar la curva presión-gasto, operando en el número ó de la forma de las palas, pero se tiene muy poco control sobre las pérdidas debidas a la fricción interna.

Del mismo modo se representa por una curva la variación de la eficiencia en función del gasto. Esta curva representa una función al principio creciente que pasa por un máximo disminuyendo enseguida.



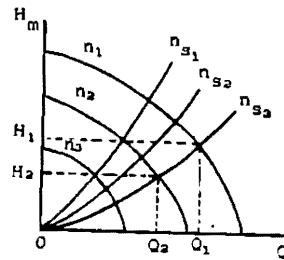
Una tercera curva representa las variaciones de potencia en función del gasto, esta curva es generalmente creciente. Una bomba debe ser diseñada para una presión y un gasto que será la base de los cálculos. Es inexacto creer que una bomba trabaja bajo una caída constante. La presión de utilización está en función del gasto extraído, esta presión se determina en la curva característica; por lo tanto, es absolutamente necesario al adquirir una bomba conocer estas curvas. Esta documentación se debe exigir en la compra de una bomba. Según las Leyes de la Similitud, se puede establecer:

a).- Para un mismo impulsor:

- 1.- El gasto varía según la velocidad.
- 2.- La presión según el cuadrado de la velocidad.
- 3.- La potencia según el cubo de la velocidad.

A velocidad constante, para impulsores diferentes:

- 1.- El gasto varía como el cubo del diámetro de los impulsores.
- 2.- La presión como el cuadrado del diámetro de los impulsores.
- 3.- La potencia varía según la quinta potencia de la relación de los diámetros de los impulsores.



$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

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

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

La figura anterior representa tres curvas presión-gasto correspondiente a las velocidades n_1 , n_2 , n_3 . Los puntos que se deducen uno de otro según la Teoría de la Similitud, se llaman puntos correspondientes y están situados en la misma parábola y corresponden a una misma velocidad específica.

II.7.- Análisis de las Curvas Características de las Bombas Centrifugas.

La altura de descarga es:

$$H_h = \left\{ \left[\frac{(u_2)^2 (C_{u2})^2 - (u_1)^2 (C_{u1})^2}{g} \right] \right\}$$

y de los triángulos de velocidades se puede escribir:

$$u^2 = (u)(C \cos \alpha + W \cos \beta)$$

ó

$$u C_u = (u)(u - w \cos \beta)$$

se tiene:

$$H_h = \left\{ \left[\frac{(u_2^2 - u_1^2)}{g} - \left[\frac{(u_2)(w_2 \cos \beta - (u_2/u_1) w_1 \cos \beta)}{g} \right] \right] \right\} / (g)$$

si se supone que a la entrada $C_{u1} = 0$

$$H_h = \left[\frac{1}{g} (u_2^2 - u_2 w_2 \cos \beta) \right]$$

Ecuación que indica que la H_h depende del número de r.p.m. y es

h

de la forma:

$$H_h = A n^2 - B n Q$$

Ya que para un impulsor dado:

$$u_2^2 = An^2 \quad \text{donde } A \text{ es una constante.}$$

$$\beta = \text{Constante}$$

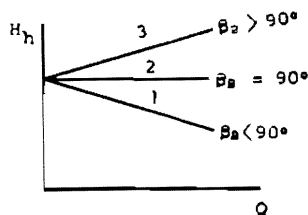
$$u = \frac{Bn}{2} \quad \text{donde } B \text{ es una constante.}$$

Si se supone que "n" es una constante, como en la mayoría de los casos, se puede ver que existe una relación lineal entre la carga a la salida de la bomba y el gasto. La recta característica dependerá de los elementos del impulsor expresados por las constantes "A" y "B".

- Si $\beta < 90^\circ$, la recta será descendente.
- Si $\beta = 90^\circ$, la recta será una horizontal.
- Si $\beta > 90^\circ$, la recta será ascendente.

Las características anteriores, no tienen en cuenta las pérdidas. La altura H será entonces más pequeña en una cantidad debida a la fricción interior, y de la forma $h = kQ^2$ y de pérdidas por mal ataque del alabe del punto de trazado de la forma:

$$h' = k' (Q - Q_0)^2 \quad \text{donde: } Q_0 = \text{gasto del diseño.}$$



En esas condiciones la altura de descarga será de la forma:

$$H = An^2 - BnQ - CQ^2 - DQ - E$$

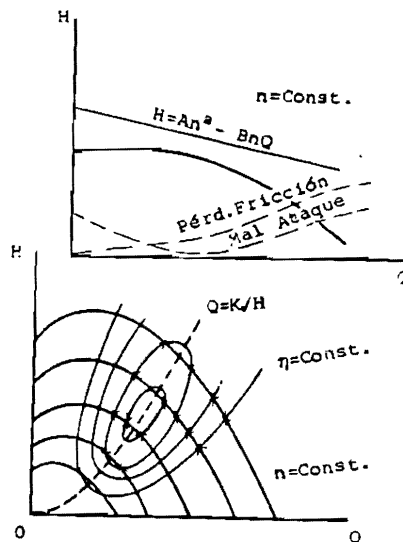
Esta ecuación representa una superficie de segundo grado en H , Q , n , y permite determinar las características de la bomba para los diferentes casos de funcionamiento.

Si un número de r.p.m. es constante, se tiene entonces:

$$H = A' - B' Q - CQ^2$$

que es la ecuación de una parábola.

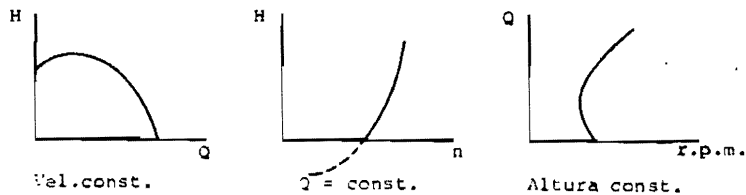
Entonces las características reales de las bombas funcionando a velocidad constante serán curvas parabólicas situadas abajo de las rectas $H = An^2 - BnQ$.



Si el número de r.p.m. es variable, el gasto varía proporcionalmente y la altura de descarga al cuadrado de la velocidad. Se obtendrá entonces para las diferentes velocidades una familia de parábolas congruentes. Por cada punto de funcionamiento, es posible determinar la eficiencia de la bomba y en seguida trazar las curvas de igual eficiencia de la bomba. Se llegará a tener un diagrama en colina semejante al de las turbinas que mostrará el funcionamiento de la bomba.

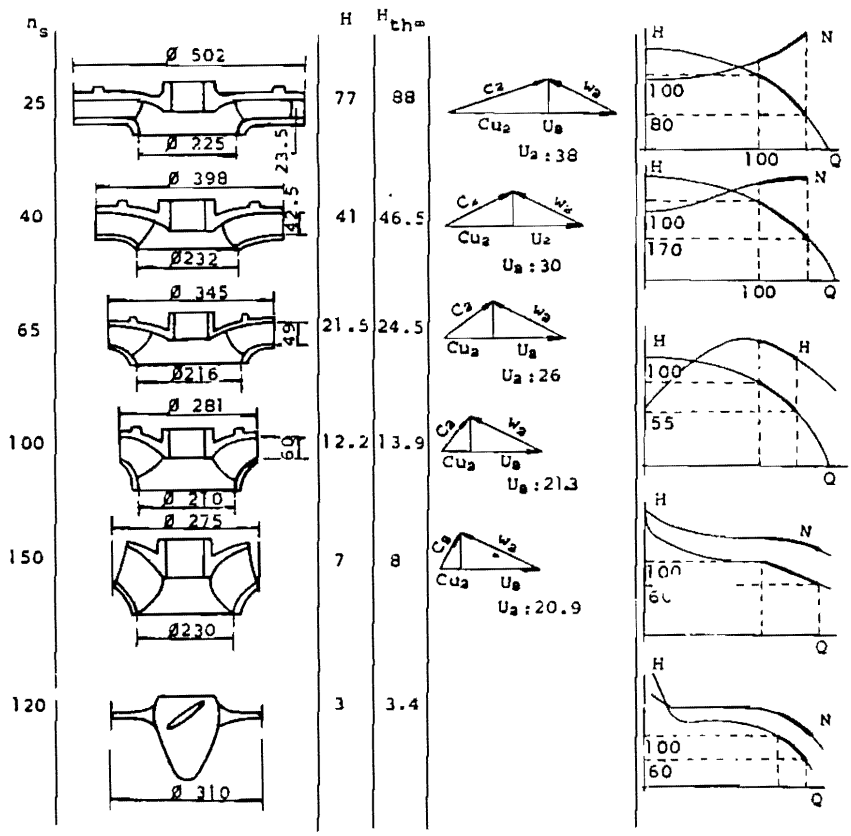
Todos los puntos correspondientes a las mismas condiciones de entrada y de salida, están situados sobre parábolas $Q = K\sqrt{H}$.

Aquellas de esas parábolas que correspondan a las condiciones de pérdidas mínimas unirán los puntos de curvas $\eta = \text{constante}$. Para los cuales la pérdida por mal ataque del alabe es nula; es decir, sensiblemente los puntos de máxima eficiencia de las curvas con (r.p.m.) constante. A partir de las curvas así obtenidas y la ecuación anterior se puede deducir fácilmente las curvas siguientes:



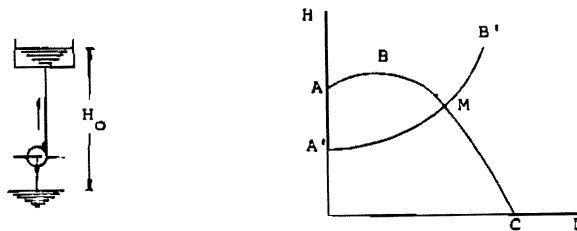
Son también muy importantes las curvas de potencia absorbida. Esta característica trazada en el laboratorio, varía según el tipo de bomba. A velocidad constante para las bombas centrífugas, la potencia absorbida aumenta con el gasto, la potencia a gasto nulo tiene un valor importante. A velocidad constante para las bombas tipo hélice, la potencia requerida disminuye cuando el gasto aumenta, la potencia es muy grande para gasto nulo. Como en el caso de turbina hélice, las bombas hélices presentan bajas eficiencias a cargas parciales y no conviene utilizarlas en estos casos. Una bomba hélice a palas móviles orientables permite resolver este problema.

La siguiente figura muestra la evolución de la forma de una bomba según la n_s . Las dimensiones corresponden a un impulsor S con un gasto de 200 litros/segundo, y girando a 1450 revoluciones por minuto.



11.8.- Estabilidad de una Bomba Conectada a una Tubería de Característica Dada.

Considere una instalación, como la que se indica en la figura compuesta por una tubería y una bomba. Cada uno de estos elementos tiene curvas características (Q, H) diferentes.



La característica de la bomba será una parábola como la ABC y la de la tubería será por ejemplo la parábola A', M, B'.

El punto de funcionamiento del sistema bomba-tubería, está caracterizado por las coordenadas del punto M, común a las dos curvas. Por lo tanto, siendo única la característica de la tubería, no quedará otra posibilidad de funcionamiento que el punto M para la velocidad de la bomba correspondiente a la parábola ABC. La estabilidad del sistema dependerá de la posición relativa de las curvas características. La experiencia muestra que habrá buena estabilidad si:

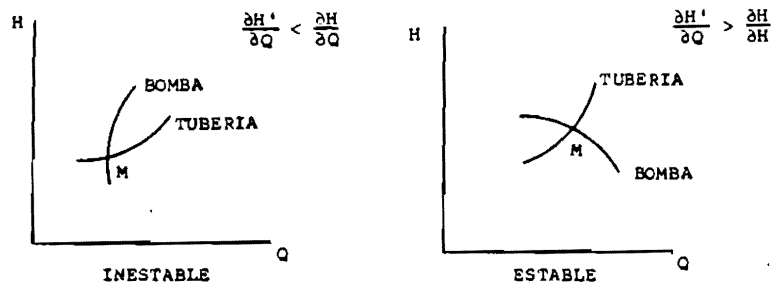
$$\frac{\delta H'}{\delta Q} > \frac{\delta H}{\delta Q}$$

siendo:

H = Altura suministrada por la bomba.

H' = Altura requerida por la tubería.

Suponiendo que: Si H' (tubería, carga resistente) crece más lentamente con el gasto que H (bomba, carga motriz) si a partir del punto M el gasto aumenta ligeramente por alguna causa, la carga motriz toma un valor superior a la presión resistente H' . Este excedente de presión hará aumentar el gasto y a su vez la presión, alejando aún más el punto de funcionamiento de M .



Si el gasto aumenta, H de la bomba disminuye por otro lado; la carga H' de la tubería aumenta y tenderá a disminuir el gasto y por lo tanto a llevar al punto de funcionamiento a M .

Este principio de estabilidad natural de un sistema es el mismo que se aplica para el acoplamiento de una máquina generatriz (bomba) y una motriz (turbina-motor), aplicando en este caso las cantidades par-velocidad (M , r.p.m.) en vez de (Q, H).

Los casos de inestabilidad de una bomba se encuentran generalmente en la parte ascendente de su característica. Este hecho no tiene ningún significado ya que la estabilidad sólo depende de la posición relativa de las curvas, según la condición de la expresión de las derivadas parciales, en la última ecuación.

La primera figura presenta una característica de bomba que se puede conectar a tres tuberías. Con la tubería 1, se tiene el punto de funcionamiento M estable.

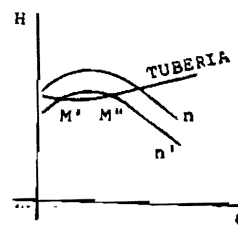
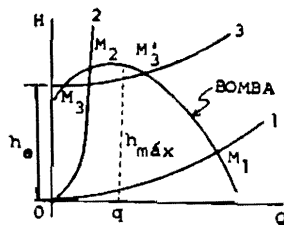
Con la tubería 2, se tiene el punto de funcionamiento M estable en la parte ascendente de la característica de la bomba. Con la tubería 3, se tiene dos puntos el M y el M', éste último estable, pero el primero inestable. Una instalación en este caso se puede echar a funcionar aprovechando que la altura estática de la tubería h_e es mayor que la

altura en la bomba para gasto nulo e instalando una válvula de descarga inmediatamente después de la bomba para provocar un gasto cuando menos igual a q correspondiente a la h máxima y alcanzar así la parte descendente de la característica de la bomba y obtener el punto de funcionamiento M'.

En la figura siguiente, las características de las tuberías y la bomba a la velocidad n dan un punto M de funcionamiento estable. Si por alguna razón la velocidad de la bomba baja se encuentran dos puntos de funcionamiento, uno inestable M' en la parte ascendente de la característica y otro estable M''.

A menudo en la industria, calderas, etcétera, hay que inyectar agua a muy alta presión con tubería muy corta y con poca pérdida por fricción. Para evitar problemas de inestabilidad conviene utilizar bombas con características siempre descendente (β muy pequeño).

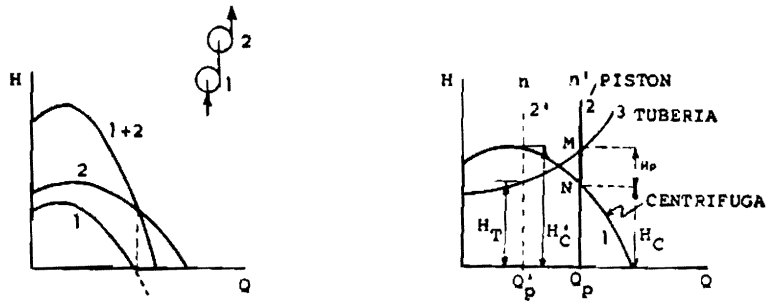
2



11.9.- Bombas en Serie.

Características relevantes de las Bombas en Serie:

a). Característica Resultante de dos Bombas en Serie.- En este caso en la figura siguiente, el mismo gasto pasará por las dos bombas, entonces para obtener la característica resultante bastará sumar las ordenadas de la bomba 2 a la bomba 1. Si las dos bombas son iguales, bastará trazar la curva con ordenadas del doble.



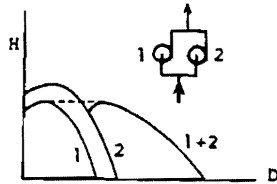
b). Caso de Bomba de Movimiento Alternativo en Serie con una Centrífuga.- Sea 1 la característica de la centrífuga, la recta 2 es la característica de la bomba de pistón (para velocidad fija el gasto será fijo para cualquier carga manométrica), y la curva 3 será la característica de la tubería conectada a este sistema. El gasto de la instalación Q_p , será el de la bomba de movimiento alternativo. El punto

de funcionamiento en estas condiciones será M, proporcionando la centrífuga una carga H_c y la de pistón una carga H_c' . Si se reduce la velocidad de la de pistón el gasto será Q_p y la carga H_c' suministrada por la centrífuga será más grande que la requerida por la tubería 3,

entonces la carga $(H'_c - H_T)$ actuará sobre la bomba de pistón,
pudiendo actuar ésta como motor.

II.10.- Bombas en Paralelo.

Supóngase que se tiene dos bombas, una con característica 1 y la otra bomba con característica 2; la resultante se obtendrá sumando las abscisas ya que los gastos se suman, y las cargas permanecen constantes. Si las bombas son idénticas bastará con doblar las abscisas de su característica para obtener la característica resultante.



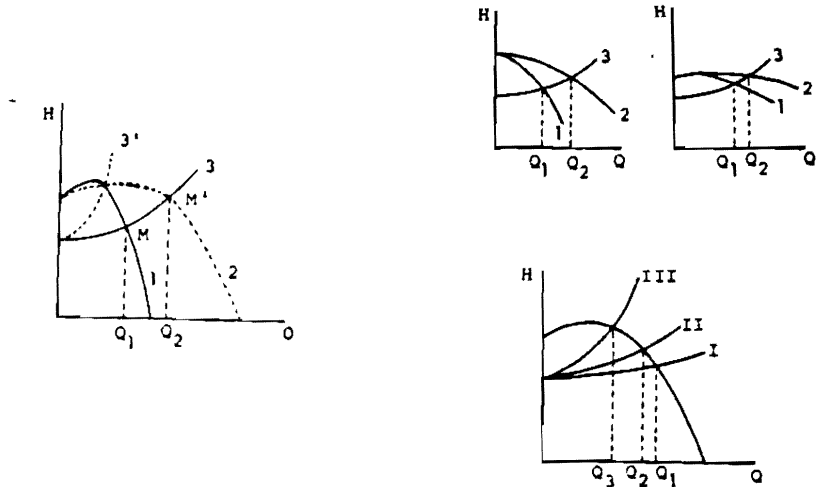
Caso de dos Bombas en Paralelo sobre una Misma Tubería.-

Supóngase la característica 1, es la de una bomba, la característica 2 es la de las dos bombas y la característica 3 es la de la tubería. Si se echa a andar una sola bomba el punto de funcionamiento será M y un gasto Q_1 . Con dos bombas en paralelo el punto de funcionamiento será

M' con un gasto Q_2 siempre menor que el doble de Q_1 .

Si en lugar de conectar al sistema de bombas la tubería 3, se conecta la tubería de característica 3', se ve que el gasto es el mismo para una bomba que para dos.

Esto se debe a la pérdida por fricción en la tubería. El gasto en cada bomba habrá disminuido proporcionalmente a esa pérdida.

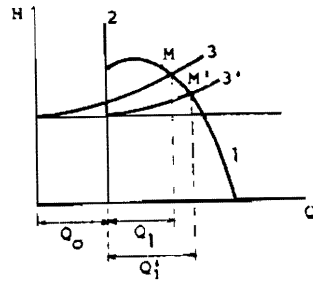


La ganancia que se obtiene al meter otra bomba en paralelamente tiende a disminuir, a medida que la pendiente característica de la bomba disminuye.

Supóngase h_f las pérdidas de carga para una bomba y su tubería si se conectan dos bombas, las pérdidas serán $4h_f$, para 3 bombas serán $9h_f$, etcétera; para conocer el gasto por bomba se pueden cambiar las características de la tubería de tal modo que las pérdidas serán h_f , $4h_f$, $9h_f$, etcétera; y dejar la misma característica de la bomba individual. Se podrán obtener así los gastos Q_1 y Q_2 , Q_3 , etc, correspondientes a una, dos, tres, cuatro, etcétera, en paralelo. El gasto por bomba disminuirá.

Caso de una Bomba de Movimiento Alternativo en Paralelo con una Centrífuga.- La característica de la bomba de pistón es la vertical 2 a velocidad constante con gasto Q .

o



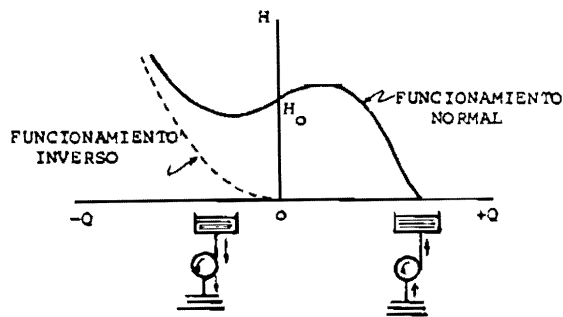
La característica de las dos bombas en paralelo se obtendrá por un desplazamiento de Q_o de la característica 1 de la bomba centrífuga original. La curva 3 corresponde a la tubería, y 3' a la tubería desplazada de Q_o . M' corresponde al punto de funcionamiento de la centrífuga sola con gasto Q_1' . M es el punto de funcionamiento del conjunto de las dos máquinas en paralelo con gasto $Q_o + Q_1$, donde Q_o es el gasto de la bomba al émbolo y Q_1 el de la bomba centrífuga.

Puede verse que $Q_1 > Q_1'$, entonces habrá ganancia de gasto si

$$Q_o > Q_1' - Q_1$$

$Q_1' - Q_1$ disminuirá si la pendiente de la tubería disminuye y si la pendiente de la característica de la bomba baja rápidamente.

Operación de una Bomba en Sentido Inverso.- En algunas circunstancias de carga de una bomba centrífuga, el líquido puede cambiar de dirección y la bomba seguirá girando en el mismo sentido y a la misma velocidad. El líquido saldrá por la tubería de aspiración, el gasto será negativo. Para grandes gastos negativos la bomba se comporta como una pérdida de carga y la característica tiende hacia una parábola.

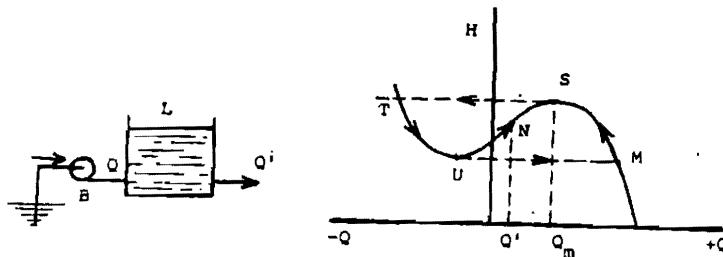


Con gasto nulo, se tiene la carga H_0 debida a la fuerza centrífuga en el impulsor. La característica partirá de H_0 y tendrá la tendencia de una parábola.

Cuando se tienen dos bombas diferentes montados en paralelo, puede darse el caso que una parte del gasto de una de ellas pase en sentido contrario por la otra.

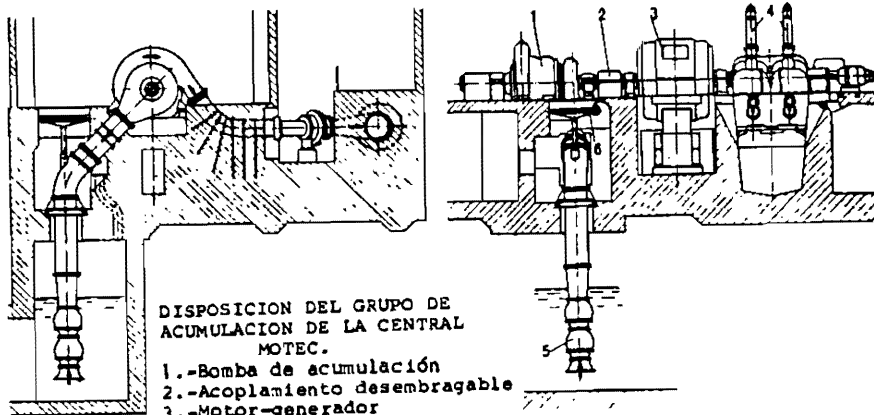
Se debe señalar que cuando se trata de régimen inverso, la característica de la tubería cambia de signo; es decir, las pérdidas son numéricamente iguales pero en sentido negativo quedando la parábola como se indica en la figura anterior.

Fenómeno de Bombeo.- Supóngase que se tiene la siguiente instalación con las características del diagrama.



La bomba B con característica T - U - N - S - M suministra al tanque L de gran capacidad un gasto Q y del tanque L se extrae al mismo tiempo un gasto Q'.

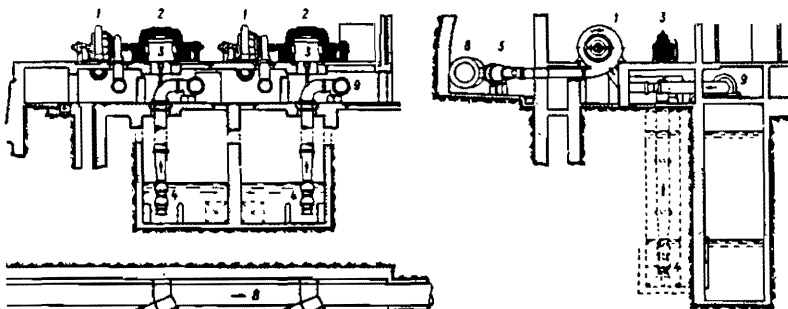
El punto de funcionamiento para el gasto Q' será N. Este régimen es inestable pues el tanque tiene gran capacidad y si por alguna circunstancia el gasto Q' disminuye, el nivel subirá lentamente en el tanque, el gasto aumentará y el punto de funcionamiento será S el nivel tenderá a subir el gasto aún a aumentar siendo esto imposible, el gasto se volverá negativo y se alcanzará el punto T de funcionamiento inverso. A partir de este momento el nivel del tanque bajará, y el funcionamiento pasará de T a U. En U el nivel bajará el funcionamiento será imposible y el equipo se encontrará en las condiciones del punto M. El nivel subirá nuevamente hasta que se obtiene el régimen en S imposible y el ciclo T.U.M.S. se repite. El tanque L se vaciará y llenará por la bomba. Esto sucederá siempre que $Q' < Q_m$. Si $Q' > Q_m$ la instalación será estable. Si no existiese el tanque L, el funcionamiento sería estable descargando directamente la bomba en Q'.



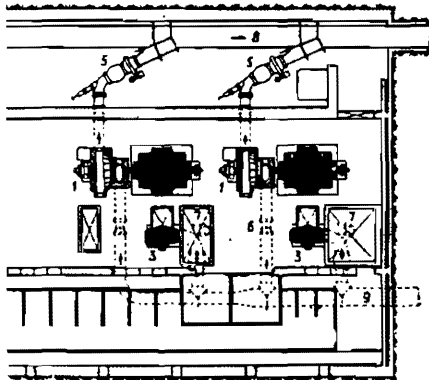
DISPOSICION DEL GRUPO DE
ACUMULACION DE LA CENTRAL
MOTEC.

- 1.-Bomba de acumulación
- 2.-Acoplamiento desembragable
- 3.-Motor-generador
- 4.-Turbina Pelton
- 5.-Bomba alimentadora
- 6.-Turbina auxiliar Pelton
(para 5)

SULZER



0 2 4 6 8 m



INSTALACION DE BOMBEO DE PECCIA

- 1.- Bombas Sulzer
- 2.- Motores síncronos de 12,000 KW
- 3.- Motores de inducción 750 KW
- 4.- Bombas Verticales de dos pasos
- 5.- Válvula de acción rápida
- 6.- Tubos de Venturi
- 7.- Válvula check
- 8.- Tubería de descarga
- 9.- Colector común

II.11.- Definiciones de Diferentes Alturas en una Instalación de Bombeo.

Las figuras de la lámina adjunta muestra dos instalaciones típicas de bombeo, en esas figuras se tienen las siguientes alturas y acotaciones:

Z_1 = Cota del nivel libre en el tanque de aspiración.

Z_2 = Cota del nivel libre en el tanque de descarga.

Si las superficies libres en los tanques anteriores no están a la presión atmosférica; entonces, Z_1 y Z_2 son las cargas representativas de las presiones en uno y otro caso.

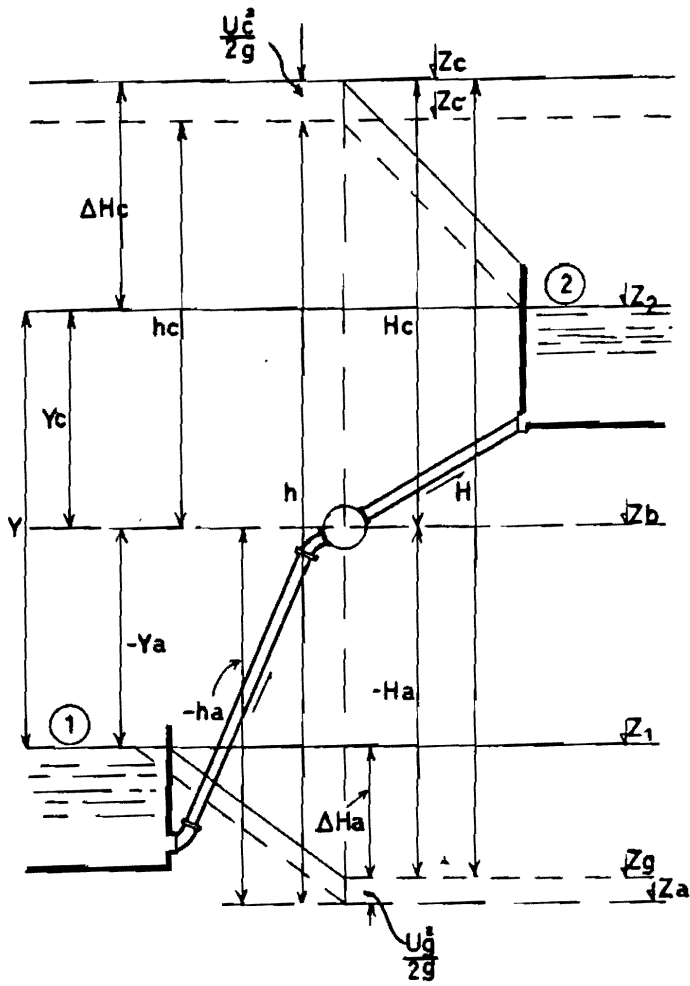
Z_b = Cota del eje de la bomba si es de eje horizontal o cota de sección de entrada si la bomba es de eje vertical.

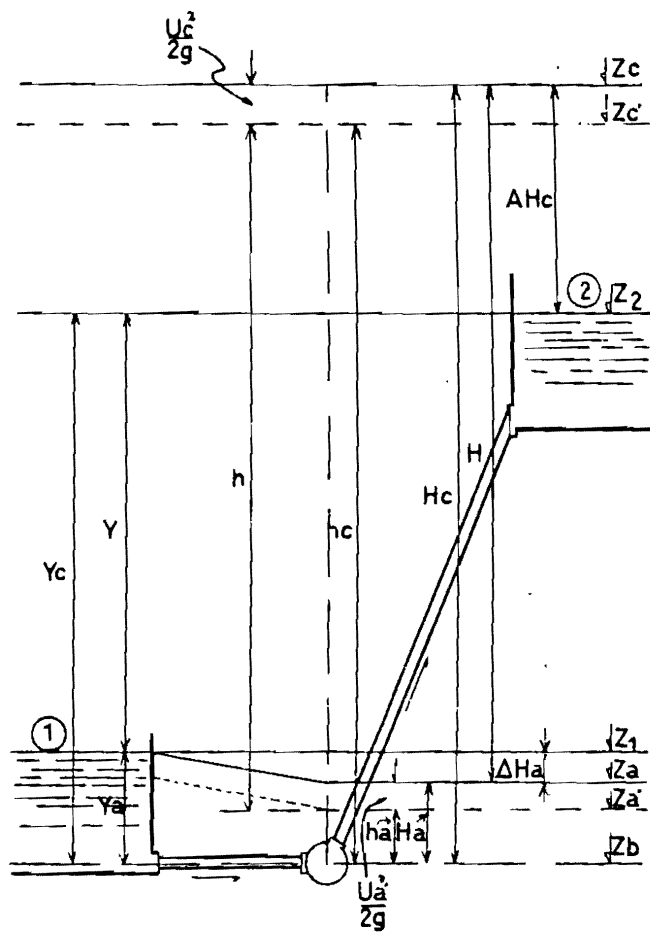
A_a = Cota de la línea de carga relativa a la brida de aspiración de la bomba.

Z_c = Cota de la línea de carga relativa a la brida de descarga de la bomba.

Z'_a = Cota de la línea piezométrica relativa a la brida de aspiración de la bomba.

Z'_c = Cota de la línea piezométrica relativa a la brida de descarga de la bomba.





$$Y = Z_a - Z_b = \text{Altura geométrica o carga estática, de aspiración.}$$

Negativa en el primer dibujo, positiva en el segundo.

$$Y = Z_c - Z_b = \text{Altura geométrica o carga estática de descarga.}$$

$$Y = Z_2 - Z_1 = \text{Altura geométrica o carga estática total.}$$

$$h = Z'_a - Z_b = \text{Altura manométrica de aspiración. Será la lectura}$$

en un manómetro instalado en la brida de entrada de la bomba, con respecto al plano horizontal de cota Z_b , expresada en columna de

líquido. Negativa en el dibujo "a" y positiva en el dibujo "b".

$$h = Z'_c - Z_b = \text{Altura manométrica de descarga: lectura de un}$$

manómetro instalado en la brida de descarga con respecto al plano Z_b , expresada en columna del líquido.

$$h = Z'_c - Z'_a = \text{Altura manométrica total: lectura que dé un}$$

manómetro diferencial colocado en las bridas de entrada y salida, expresada en columna del líquido.

Sí:

$$U_a = \text{Velocidad a la entrada de la bomba.}$$

$$U_c = \text{Velocidad a la salida de la bomba.}$$

Entonces:

$$U_a^2 / 2g = \text{Carga a la entrada de la bomba.}$$

$$U_c^2 / 2g = \text{Carga a la salida de la bomba.}$$

$$H = Z_a - Z_b = h_a + U_a^2 / 2g = \text{Altura total de aspiración.}$$

Negativa en el dibujo "a" y
positiva en el punto "b".

$$H = Z_c - Z_b = h_c + U_c^2 / 2g = \text{Altura total de descarga.}$$

$$H = Z_c - Z_a = \text{Altura o carga total.}$$

$$\Delta H_1 = Z_a - Z_a = \text{Pérdidas por fricción en la tubería de aspiración.}$$

$$\Delta H_2 = Z_c - Z_c = \text{Pérdidas por fricción en la tubería de descarga}$$

Todas estas cantidades se relacionan como sigue:

$$Y_c = Y_c - Y_a$$

$$h_c = h_c - h_a$$

$$H_c = H_c - H_a$$

si $U_a = U_c$ se tiene que $h = H$.

II.12.- Límite de Aspiración.

El límite teórico de aspiración es la presión atmosférica; es decir, 10.33 con agua fría a 4°C y al nivel del mar. Toda disminución de presión atmosférica (altitud, aumento de la tensión del vapor del líquido cuando se calienta) disminuye la altura límite de aspiración como se ve en la siguiente tabla:

(Physique Industrielle, Aide-Mémoire, Dunod).

ALTITUD	ALPURA Pérdida, m.	TEMP. DEL AGUA	*ALTURA PERDI DA, m.
100	0.125	10°	0.125
500	0.625	15	0.173
600	0.750	20	0.236
700	0.870	25	0.320
800	0.990	30	0.430
900	1.110	35	0.570
1000	1.220	40	0.745
1200	1.440	45	0.970
1400	1.660	50	1.250
1600	1.880	60	2.040
1800	2.090	70	3.160
2000	2.290	80	4.800
2500	2.803	90	7.150
3000	3.230	100	10.330

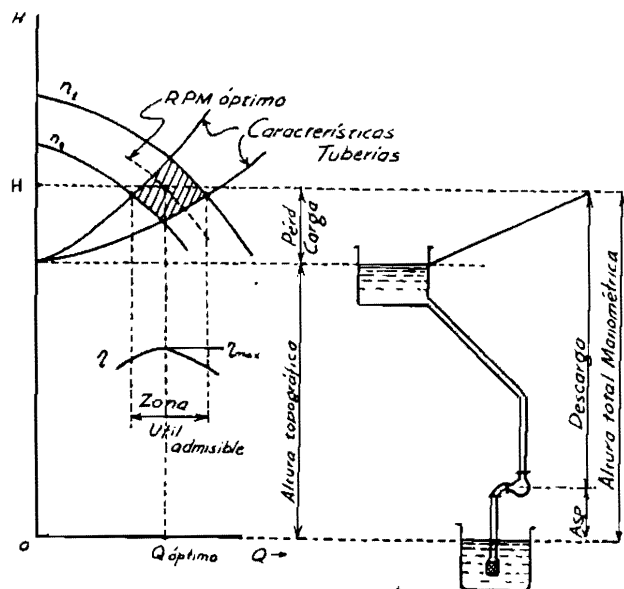
*TENSION DEL VAPO .

El límite teórico de las pérdidas de carga en la tubería de aspiración (coladera, válvula de pie, codos, fricción en la tubería, etcétera). Son muy raras las instalaciones de bombeo con 8 ó 9 metros de aspiración. Para reducir las pérdidas por fricción, se adoptan siempre velocidades menores de 1 metro/segundo.

II.13.- Punto de Funcionamiento de una Bomba Centrífuga.

La bomba deberá suministrar en todo caso toda la potencia necesaria para llevar el líquido del nivel aguas abajo al nivel aguas arriba. Por lo tanto, la altura manométrica total de la bomba comprenderá además de la diferencia de niveles, las diferencias pérdidas en las tuberías, en los codos, en los estrangulamientos, válvulas, etcétera.

En el proyecto de una instalación deberá buscarse cuál es el punto de funcionamiento de la bomba de modo que las características del sistema y de la bomba se crucen en un punto de buena eficiencia de esta última o bien tenga que cambiarse la elección de ella.



Para todo proyecto de una instalación de bombeo, se construye un diagrama como el anterior, en el cual se llevan las características de la instalación para los límites extremos de las características de la instalación para los límites extremos de operación. Con ayuda de las características de la bomba establecidas por el fabricante, se trazan las familias de curvas gasto-velocidad; por ejemplo, las representadas en el diagrama n_1 y n_2 . Se traza en el mismo diagrama, abajo de las

curvas anteriores la característica eficiencia-gasto. Se eligen diferentes tuberías y se trazan sus características carga-gasto. El punto de funcionamiento de la bomba se encontrará en el cruce de esas familias de curvas; por ejemplo, en el área sombreada que corresponde a la mejor eficiencia de la bomba y donde se desperdicia la menor energía posible.

Dentro de los factores que influyen en la selección de una bomba destacan los siguientes: Como en el caso de las turbinas, la selección de una bomba, depende de la proporción de los parámetros fundamentales Q y H.

A diferencia de las turbinas, en las bombas existen unas que son diseñadas y fabricadas sobre pedido, y otras que son fabricadas en serie y se tienen en el almacén. Las primeras son bombas de gran capacidad, y las segundas son bombas pequeñas de línea comercial.

La selección de una bomba va acompañada en cada caso particular por un estudio especial de la instalación en cuestión, por lo que enseguida sólo se hará un resumen de los factores que pueden afectar esta selección:

1.- Factores Técnicos propios de cada Instalación.

a).- Condiciones hidráulicas:

- Variación del gasto. Dimensiones en los tanques de descarga.
- Variación del nivel en la aspiración.
- Variación de la altura de elevación.

b).- Condiciones topográficas:

- Condiciones de la toma de agua (río, lago, pozo profundo o el mar).
- Naturaleza del terreno. Cimentaciones posibles.

2.- Factores que Dependen del Tipo de Obra y Condiciones Económicas del Lugar de Utilización:

- Precio de las obras civiles y su repercusión en el precio total de la instalación.
- Naturaleza del servicio auxiliar o fundamental, flexibilidad de explotación.
- Grado de seguridad deseado.
- Paros permitidos para el mantenimiento.
- Duración de la vida útil deseada. Amortización.
- Naturaleza de la energía motriz disponible.
- Costo de la energía por metro cúbico de agua bombeada.
- Potencia total instalada y disponible.
- Costos de operación y mantenimiento.
- Normas adoptadas.

Además de estos factores, influyen otras circunstancias sobre la selección de la bomba. Para un mismo caso, diferentes diseñadores tendrán concepciones diferentes sobre ciertos puntos en particular que les harán escoger bombas diferentes. Esta divergencia de opiniones puede ser, tanto en el terreno técnico como en el económico.

Por otro lado, el grado de industrialización del país cambiará el modo de selección de bombas, una bomba que ahora se hace sobre pedido, quizá en poco tiempo sea de fabricación serie, eso dependerá de la demanda de ese tipo de bomba. También si se trata; por ejemplo, de dar protección a la industria local, se estará obligado a utilizar los tipos de bombas disponibles en el mercado nacional.

II.14.- Recomendaciones Esenciales para el Proyecto, Operación y Mantenimiento de una Instalación de Bombeo para uso Industrial.

1.- Colocar la bomba lo más cerca del tanque de aspiración para evitar aumento de altura de aspiración. Evitar en la tubería de descarga el mayor número de codos y accesorios para disminuir las pérdidas por fricción.

2.- Proteger la bomba contra inundaciones y el motor que quede en un lugar seco.

3.- La cimentación debe ser bastante firme para asegurar una buena alineación del grupo motor-bomba.

4.- Alinear y fijar el grupo antes de unir las tuberías de aspiración y descarga. Al unir éstas no deben forzar la bomba, de modo que el apriete de los tornillos sirva sólo para asegurar estanqueidad en los empaques.

5.- Prever una válvula en la tubería de descarga que sirva para arrancar y parar la bomba.

6.- Instalar una válvula de pie entre la bomba y la válvula anterior para la protección de la bomba en caso de paro brusco del motor.

7.- La tubería de aspiración no debe tener entradas de aire ni debe formar bolsas de aire.

8.- Evitar al máximo los codos y los cambios de sección en la aspiración.

9.- La sección de la válvula de pie en la aspiración debe de equivaler a la sección de la tubería.

10.- La coladera de la aspiración debe tener igualmente una sección útil igual a la de la tubería considerando la velocidad del agua en la coladera no mayor de 0.60 metros/segundo.

11.- Antes de la puesta en marcha se debe asegurar que la lubricación sea hecha y que la bomba esté cebada. Un arranque sin cebar es nocivo sobre todo cuando la bomba lleva algunas partes lubricadas por agua.

12.- La potencia necesaria para el arranque de una bomba de flujo radial, bajo una carga elevada o media, disminuye cuando se cierra la válvula de descarga.

Hay que aprovechar esto para el arranque. Este efecto es menor en las bombas hélico-centrífuga y la potencia con la válvula cerrada puede ser a veces mayor. En las bombas hélice, debe arrancarse con la válvula de descarga abierta.

13.- No debe apretarse mucho el estopero, en condiciones normales, éste deja salir continuamente una gota de agua.

14.- Para cada bomba en particular, se deben seguir al pie de la letra las recomendaciones del fabricante.

Dentro del rubro de "Fallas de Operación y sus Causas", se puede establecer lo siguiente:

1.- La bomba no da gasto.- Falta cebar, altura de aspiración muy elevada, diferencia insuficiente entre la altura manométrica y la tensión del vapor, bolsas de aire en la tubería de aspiración con nivel de aspiración muy bajo, revoluciones por minuto muy bajas, altura total manométrica superior a la prevista, montaje de bombas en paralelo que no convienen, cuerpos extraños en el impulsor.

2.- La bomba da un gasto insuficiente.- La bomba o la tubería no están completamente llenas del líquido, la altura de aspiración es muy grande, diferencia insuficiente entre la altura manométrica y la tensión del vapor, emulsión de aire o de gas en el líquido, bolsas de aire en la tubería de aspiración, entradas de aire en la tubería de aspiración, entradas de aire en el estopero, válvula de pie muy chica, válvula de pie parcialmente obturada, orificio de la tubería de aspiración parcialmente sumergido, revoluciones por minuto muy bajas, altura total manométrica mayor a la prevista, viscosidad del líquido diferente a la prevista, anillos de desgaste muy acabados, impulsor desgastado, fugas internas entre la aspiración y la descarga.

3.- La altura manométrica es insuficiente.- Emulsión de gas o de aire en el líquido, revoluciones por minuto bajas, el impulsor gira al revés, altura total manométrica de la instalación superior a la prevista, viscosidad del líquido diferente a la prevista, anillos de desgaste acabados, impulsor desgastado, fugas internas entre la aspiración y la descarga.

4.- La bomba se desenceba después del arranque.- La bomba y la tubería de aspiración no están completamente llenas de líquido, altura manométrica pedida muy alta, emulsión de aire o de gas en el líquido, bolsas de aire en la aspiración, entradas de aire en la tubería de aspiración, entrada de aire por el estopero, orificio de aspiración insuficientemente sumergido, estopero mal montado.

5.- La bomba absorbe una potencia excesiva.- La velocidad es muy elevada, la bomba gira al revés, altura manométrica de la instalación diferente a la prevista, pero específico diferente a la prevista cuerpos extraños en el impulsor, desalineamiento en el cople, flecha mal centrada, fricción accidental de una parte móvil contra una fija, sellos en el estopero mal puestos, anillos de desgaste mal ajustados, el material de los sellos no es el apropiado, el estopero está muy apretado.

6.- El estopero tiene fugas excesivas.- Mal montaje de los sellos, de desalteamiento en el cople, flecha mal puesta, flecha o camisa de la flecha gastadas, el material de los sellos no corresponde al previsto, impulsor mal equilibrado o rotor del motor.

7.- Los sellos o empaques se gastan excesivamente.- Estopero mal montado, mal alineamiento en el cople, flecha descentrada, chumaceras gastadas, la flecha o sus camisas gastadas, el estopero muy apretado, mal equilibrado, falta de alimentación de agua fría, cuerpos abrasivos en líquido.

8.- La bomba vibra o hace ruido.- La bomba o la tubería no están llenas completamente,, altura de aspiración muy elevada, diferencia insuficiente entre la altura manométrica de aspiración y la tensión del vapor, válvula de pie muy chica, válvula de pie parcialmente obturada, orificio de aspiración sumergido parcialmente, el gasto pedido a la bomba es muy bajo, cuerpos extraños en el impulsor, falta de alineamiento, falta rigidez al bastidor, flecha defectuosa, fricción accidental de una parte móvil con una fija, chumaceras usadas, impulsor averiado, mal equilibrado de las masas giratorias.

Empuje axial excesivo exceso de aceite o grasa en las chumaceras, falta de lubricación, mal montaje de las chumaceras, polvos abrasivos en las chumaceras.

9.- Desgaste exagerado de las chumaceras.- Falta de alineamiento, flecha defectuosa, fricción accidental, rotor mal equilibrado, empuje axial exagerado por falla del sistema de equilibrio, falta de lubricación, presencia de polvos abrasivos, oxidación de las chumaceras.

10.- Calentamiento exagerado de la bomba.- Funcionamiento sin cebado, diferencia insuficiente entre la altura manométrica y la tensión de vapor, falta de alineamiento, fricciones accidentales, chumaceras desgastadas, flecha desgastada.

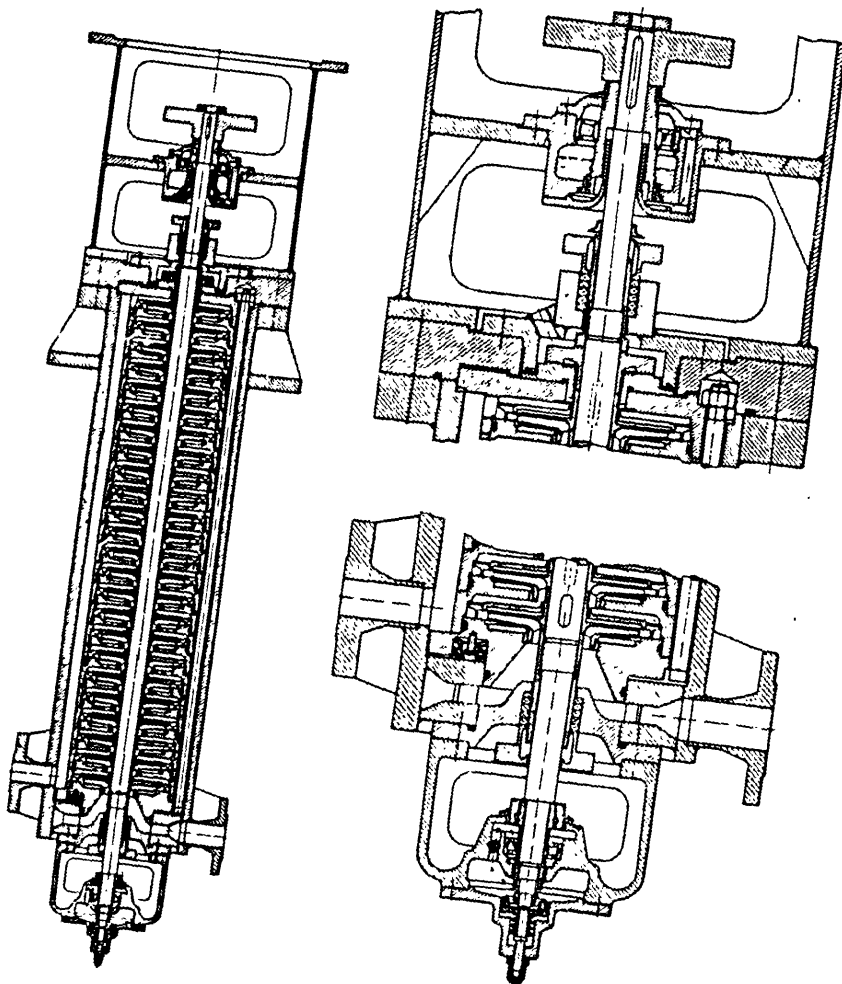
De igual forma existen "Datos Esenciales para Especificar una Bomba", y éstos son:

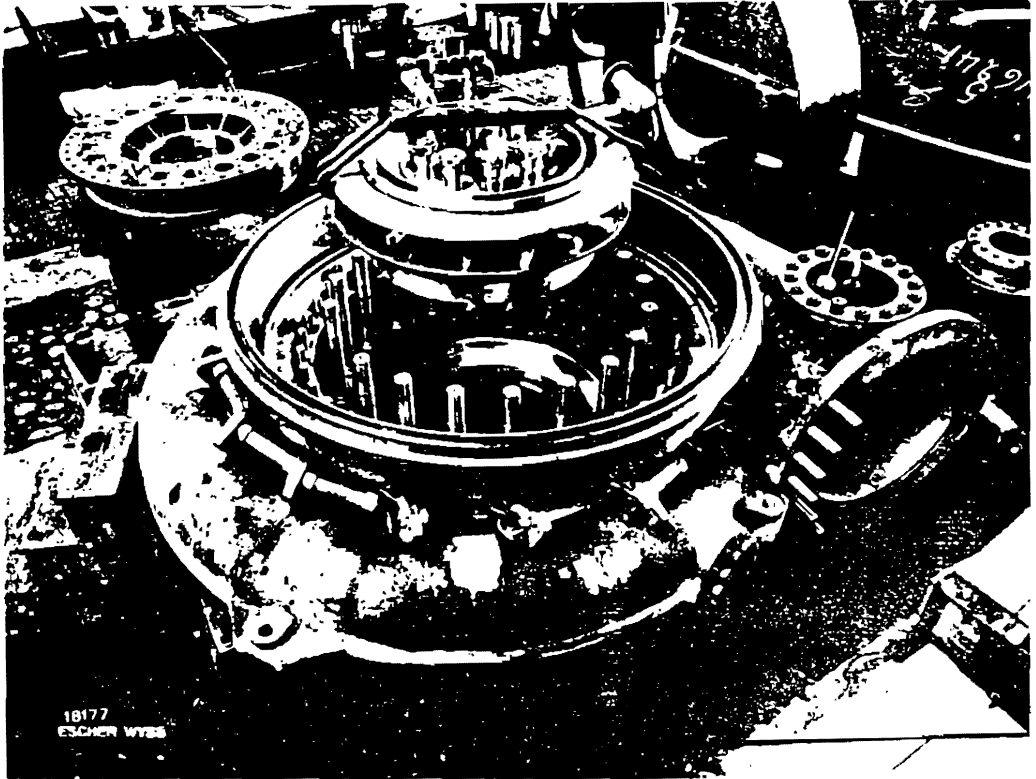
- 1.- Esquema completo de la disposición de la instalación.
- 2.- Gasto deseado, nombre del líquido.
- 3.- Características del líquido:
 - a). Temperatura máxima, mínima y normal.
 - b). Sólidos en suspensión, cantidad.
 - c). Acidez, valor de pH.
 - d). Alcalinidad, valor de pH.
 - e). Viscosidad.
 - f). Peso específico.
- 4.- Tensión de vapor a las temperaturas especificadas.
- 5.- Aire o gases disueltos en el líquido.
- 6.- Programa de utilización (continua, intermitente, etcétera).
- 7.- Precisar si el ataque al metal se admite o no.
- 8.- Descripción de pruebas anteriores ya realizadas.
- 9.- Indicar si se admite un reemplazo periódico de una bomba barata en lugar de una muy cara.
- 10.- Indicar datos del motor que se prefiere.

- 11.- Control deseado, manual, automático, etcétera.
- 12.- Indicar accesorios requeridos.

Estos datos tienen un carácter general, en cada instalación en particular se deberá hacer un examen minucioso bajo todos los puntos de vista y dar una especificación completa de la bomba.

CONJUNTO Y DETALLES DE UNA
BOMBA CENTRIFUGA DE 24 PASOS .-
Trabaja a 2,950 R.P.M., 10 m³/h, y una presión de 80 a 100 at
mósferas. (fabricante: Weiss & Koncki).





Central de Julia, Suiza, $H = 293$ m, $Q = 5.160$ m³/seg., Potencia 17,550 CV, y $n = 1,000$ r.p.m.
DOS TURBINAS ESCHER WYSS.



Construcción en los talleres (ESCHER WYSS) de uno de los -
tubos de aspiración de la planta hidroeléctrica "EL TEHAZ -
CAL", México. Caída neta 56.5 m, Potencia 61 500 CV, Veloci-
dad 180 r.p.m.

CAPITULO III.

BOMBAS CENTRÍFUGAS, CLASIFICACIÓN Y APLICACIÓN.

III.1.- Introducción a las Bombas.

Si bien el motor eléctrico es la máquina que ocupa el primer lugar de utilización en el mundo y ha contribuido al bienestar y progreso de la humanidad, las bombas con sus variados diseños, ocupan también un lugar prominente para el desarrollo y progreso de las Naciones.

La evolución de los sistemas de bombeo permitió a la civilización, alejarse de los ríos y manantiales, y desarrolló vastas zonas de terreno que anteriormente eran inhabitables.

Los antiguos Chinos y Egipcios, contribuyeron grandemente al desarrollo y mejoramiento de artefactos y sistemas rústicos para lograr transportar y elevar cantidades considerables de agua, y así satisfacer sus necesidades de suministro de agua para beber y principalmente para regar sus siembras.

En 1840 se inventó la primera bomba de acción directa movida por vapor. Desde entonces el constante progreso ha convertido a las bombas en una absoluta necesidad de la vida moderna.

Uno de los factores más importantes que contribuyen al creciente uso de equipos de bombeo, ha sido el desarrollo universal de la fuerza eléctrica. Aún cuando las bombas reciprocantes eran ideales para impulso con vapor, el desarrollo del motor eléctrico permitió el desarrollo de la bomba centrífuga, más barata y ligera, acoplada directamente.

Aunque las primeras bombas centrífugas se considerarían ineficientes, según las normas actuales de funcionamiento, su costo inicial más bajo compensaba con creces esta deficiencia. La bomba centrífuga también demostró inmediatamente otras ventajas importantes sobre la bomba reciprocante. Por ejemplo; la bomba centrífuga da un flujo sostenido a presiones uniformes sin variaciones de presión.

Provee la flexibilidad máxima posible, desarrollando una presión específica máxima de descarga en cualquier condición con caudal controlado ya sea por variación de velocidad ó estrangulación.

Naturalmente, los fabricantes trabajando para ampliar el campo de aplicación de la bomba centrífuga con la experiencia y la investigación, han mejorado mucho la variación de presiones de operación, la eficiencia y el diseño mecánico e hidráulico de su producto.

Simultáneamente, los fabricantes de motores eléctricos mejoraron sus diseños, permitiendo a los fabricantes de bombas usar velocidades más altas y desarrollar bombas adecuadas para mayores alturas de elevación.

Así, durante el último medio siglo se ha extendido ampliamente la aplicación de las bombas centrífugas, tanto en presión como en capacidad. Se han fabricado bombas centrífugas en tamaños que varían desde unos cuantos litros por minuto, hasta bombas gigantes que manejan 2290 metros cúbicos/minuto, contra una altura de elevación de 94.55 metros de columna hidráulica total (carga dinámica total), movidas por motores de 65 000 HP.

Por lo que respecta a presiones, las bombas centrífugas pueden variar desde la de drenaje de sótano de una sola etapa, que desarrolla una altura de elevación de 3 a 4.5 metros, hasta las unidades de varios pasos de alimentación a calderas para las plantas de fuerza de sobrepresión, que desarrollan presiones de descarga de más de 422.4 Kg/cm cuadrado (13.884 pies). Y se han fabricado bombas centrífugas que operan a velocidades hasta de 10 000 RPM

Actualmente, en casi la totalidad de los procesos industriales de conversión de energía, un fluido está siempre en juego, cediendo ó tomando energía de un sistema mecánico. Conocer las máquinas capaces de realizar esta conversión, es saber cómo se puede disponer de las fuentes energéticas naturales y cómo se puede manejar la energía en sus diversas aplicaciones.

Para advertir el papel que las bombas juegan en nuestra vida diaria, considérese, por ejemplo el automóvil y la gasolina que su motor consume. Los equipos para perforación de pozos petrolíferos utilizan diferentes tipos de bombas. Si el yacimiento es antiguo, el petróleo ha de ser extraído a veces con agua a presión.

Esto requiere un pozo en el que el agua pueda ser bombeada por medio de una bomba de pozo profundo adecuada al diseño ó construcción especial para tal fin. Seguidamente una bomba reciprocante, probablemente triplex, impulsa el agua hacia abajo por un pozo de presión, hasta un nivel inferior al de la carga de petróleo, haciendo así que éste, suba por flotación hasta un punto en el que la bomba de pistón envía el petróleo por un tercer pozo a un depósito situado en la superficie.

Las bombas de recolección, bien de pistón ó centrífugas, bombean el petróleo crudo a grandes depósitos de almacenamiento y a continuación bombas centrífugas mayores de alta presión lo bombean de nuevo a través de oleoductos hasta la refinería.

En otros casos, otro tipo de bomba carga el crudo en buques petroleros, de los que posteriormente se descarga en la refinería, mediante otro tipo de bomba diferente de las anteriores. La transformación del petróleo crudo en gasolina en los modernos procesos de refinación, precisa una multitud de diferentes tipos y tamaños de bombas no sólo para su manipulación directa sino también, indirectamente, para el bombeo de agua para alimentación de calderas, productos químicos para el tratamiento de aguas, agua condensada, agua de refrigeración, etcétera.

El producto final es bombeado a los depósitos de almacenamiento. Otras bombas lo cargan en camiones para su transporte. Bombas montadas en los camiones lo descargan en la estación de servicio local. Un tipo diferente de bomba impulsa la gasolina al depósito del automóvil. Por último, la bomba de combustible del auto, inyecta la gasolina el motor.

El ejemplo anterior va muy ligado con la industria petroquímica, sin embargo, existen industrias no menos importantes como la eléctrica, siderúrgica, química, papelera, minera y nuclear entre otras; así como servicios de suministro de agua potable, irrigación y desalojamiento de aguas residuales y negras, servicios que forman parte de nuestra vida diaria y que requieren de un mejoramiento y crecimiento acelerado para satisfacer nuestras necesidades primarias de alimentación y salubridad.

Por lo anterior, es importante enfatizar que entre la gran variedad y cantidad de equipos utilizados en la industria y Servicios Nacionales, el papel que desempeñan los equipos de bombeo es imprescindible; y de todos esos equipos de bombeo, cerca del 60%, son bombas centrífugas.

Por otra parte, no debemos olvidar que una poderosa bomba irriga nuestro cuerpo, y nos permite vivir y pensar; pero sobre todo crear, y es la creación precisamente la que origina el progreso.

III.2.- Funciones de un Equipo de Bombeo:

Para poder definir la función de una bomba, se debe aclarar primero, qué es una máquina.

Máquina es un transformador de energía; es decir, una máquina "toma" energía de una clase y la "entrega" en otra forma de energía; por ejemplo, un motor eléctrico "toma" energía eléctrica y la "entrega" en energía mecánica.

Las máquinas se clasifican en grupos: Máquinas de fluidos, máquinas-herramientas, máquinas eléctricas, etcétera

Las máquinas hidráulicas pertenecen al grupo llamado máquinas de fluido, mismas que se definen como aquellas en las que el fluido proporciona la energía que "toma" la máquina ó que el fluido recibe la energía que la máquina transformó; por ejemplo, una turbina generadora de energía eléctrica toma del agua proveniente de una presa su energía de presión y ésta, la transforma en energía eléctrica.

Las máquinas de fluidos, se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

Las máquinas hidráulicas son aquellas en las que el fluido que "intercambia" su energía no varía sensiblemente la densidad a través de la máquina. Siendo las máquinas térmicas aquellas en que el fluido en su paso a través de la máquina, varía sensiblemente de densidad y de volumen específico.

De acuerdo con lo anterior las bombas se definen como una máquina Hidráulica que "toma" energía mecánica y le proporciona al líquido energía hidráulica es decir "toma" la energía mecánica de un accionador y le incrementa la velocidad del líquido por medio del impulsor y esta última se convierte en energía de carga mediante el difusor de la bomba.

III.3.- Fundamentos de las Bombas Centrífugas:

Supongamos que tenemos una rueda que lanza tangencialmente hacia arriba unas partículas. Si dicha rueda gira a N revoluciones por minuto y despreciamos las pérdidas por fricción, una partícula llegará hasta una altura independientemente del peso de ésta.

Si duplicamos el diámetro ó las revoluciones, la velocidad se duplicará, por lo que la altura que pueda alcanzar la partícula se cuadruplicará. En general, veremos que varía proporcionalmente al cuadrado de la relación de diámetros ó de velocidades angulares.

III.4.- Clasificación General de las Bombas:

Los equipos de bombeo se clasifican comúnmente bajo dos diferentes criterios:

1.- Aquel que toma en consideración las características del líquido bombeado y las condiciones de operación bajo las cuales trabajará la bomba.

2.- Aquel que considera el tipo específico de aplicación del equipo.

El uso de estos dos métodos de clasificación de bombas crea confusión entre los expertos y aún más entre los principiantes.

Hicks y Edwards, en su libro "*Pump Application Engineering*" incluyen la siguiente clasificación general que aclara en mucho el misterio que rodea a las clases y los tipos de bombas. Podría llamarse una guía del mundo de las bombas. Actualmente, encontramos tres clases de bombas:

- a). Centrífugas.
- b). Rotatorias.
- c). Reciprocantes.

Debe notarse claramente, que estos términos aplican sólo al principio de operación mecánico del manejo del líquido, y no al servicio para el cual los equipos son diseñados. Esto es importante, porque la mayoría de las bombas son vendidas y construidas para un servicio específico.

Así mismo, el conocimiento de las clases y tipos de bombas puede llegar a ser de gran utilidad en el complejo problema de encontrar y adquirir el equipo que tenga el mejor diseño para la aplicación requerida. Cada clase se subdivide en diferentes tipos de bombas; por ejemplo, las rotatorias agrupan a bombas de tornillo, engranes y paletas, entre otras. Cada una de ellas es un tipo particular de bombas rotatorias.

Como ejemplo de aplicación más específico, veamos a una bomba para manejo de petróleo crudo, que es de uso común en la actualidad. Es una bomba rotatoria de tres tornillos con rotores fabricados en diversos materiales y cuatro dispositivos para balancear el empuje axial.

El Instituto de Hidráulica , recomienda que su clasificación sea considerada sólo como una descripción general de las clases y tipos de bombas, y deja a los fabricantes la clasificación de los detalles que haya desarrollado o estandarizado para cada tipo de bomba. Por lo tanto, en la selección adecuada de una bomba es necesario comparar conjuntamente los requerimientos de operación, construcción y aplicación.

En sus normas el Instituto de Hidráulica, clasifica a las bombas centrífugas: Por el número de pasos en una etapa y multi-etapas; por el tipo de carcasa en voluta y difusor; por la posición de la flecha en horizontal y vertical (de pozo seco y sumergible); por la succión en simple y doble succión; por su impulsor en abierto, semi-abierto y cerrado; por su flujo en radial, mixto y axial.

En términos de materiales de construcción, el Instituto de Hidráulica, utiliza las siguientes designaciones:

- 1.- Con interiores de bronce.
- 2.- Toda de bronce.
- 3.- Aleaciones especiales de bronce.
- 4.- Toda de fierro.
- 5.- Con interiores de acero inoxidable.
- 6.- Toda de acero inoxidable.

Las bombas con interiores de bronce tienen carcasa de fierro impulsor de bronce, y anillos de la carcasa de bronce y mangas de flecha en bronce (estas últimas sí son requeridas).

En las bombas todas de bronce, todas las partes en contacto con el líquido bombeado (partes húmedas), están hechas en bronce estándar del fabricante.

Para la tercera designación , la descripción es la misma que la segunda, sólo que las partes son hechas de aleaciones especiales de bronce adecuadas a la aplicación específica de las bombas.

Las bombas de fierro tienen sus partes húmedas hechas en metales ferrosos. En las bombas con interiores de acero inoxidable, la carcasa es de un material adecuado al servicio, mientras que el impulsor, los anillos del impulsor y las mangas de la flecha están hechos de un acero resistente a la corrosión y adecuado al líquido manejado.

En una bomba toda de acero inoxidable, las partes húmedas (en contacto con el líquido bombeado) están hechas de un acero resistente a la corrosión adecuado a la aplicación, mientras que la flecha es de un acero resistente a la corrosión de igual grado que las otras partes de la bomba.

III.5.- Características Generales:

Las siguientes consideraciones corresponden a una exposición general de las características comunes a las clases de bombas analizadas. Para tal fin se utiliza la siguiente tabla:

Por ejemplo, para encontrar una bomba que maneje capacidades relativamente pequeñas de líquidos limpios y claros a altas cargas.

Se considera importante señalar, desde este momento, que el nivel de succión no debe exceder el límite máximo recomendado. La capacidad expresada normalmente, en galones por minuto (GPM), determina el tamaño de la bomba e influye en la clase de unidad seleccionada.

La naturaleza del fluido influye en los materiales de construcción de la bomba. La carga también es otro factor importante dentro del análisis.

La correcta selección de la bomba, muestra que ésta debe ser reciprocante y adecuada para condiciones generales de capacidades pequeñas, cargas altas y líquidos claros y limpios. Por lo tanto, dependiendo de las características del trabajo, una bomba de pistón ó de émbolo, de acción directa, biela y cigüeñal, ó de accionamiento electrónico puede ser escogida; puede ser Simplex, Duplex, Triplex ó tener un número mayor de cilindros.

Una vez seleccionada esta bomba, puede iniciarse el estudio de los detalles de válvulas, materiales de construcción, accionadores, etcétera

En general, se encontrará que los detalles de una bomba, son función directa de los requerimientos del trabajo. Así, el arreglo particular de una bomba centrífuga puede depender en mucho de las tuberías de conexión, espacio disponible y condiciones de trabajo, así como de muchos otros factores.

El accionamiento escogido para la bomba, puede ser definido por la velocidad de la bomba, del balance térmico de la planta, del suministro de energía disponible ó del costo de un tipo de combustible en el área. Pero nuevamente, estos detalles deberán decidirse después de encontrar una bomba adecuada a las condiciones hidráulicas que debe cumplir. Y la clave para alcanzar estos requerimientos hidráulicos, es justamente la clase y tipo de bomba escogida.

III.6.- Campo Hidráulico de Cobertura:

Se debe observar qué capacidades y presiones (cargas ó alturas), cubren normalmente los equipos de bombeo.

Indudablemente, existen zonas de superposición, esto sin duda tiene que ocurrir, pero generalmente la viscosidad, sólidos en suspensión, NPSH, etcétera, dan la pauta para la selección del tipo de bomba en estos casos límites.

Donde dos o más unidades del mismo tipo ó diferente tipo, cumplen con las condiciones hidráulicas, el estudio debe ir un poco más adelante para determinar cuál de los equipos es mejor para la instalación. La planta puede requerir bajo costo de adquisición de la bomba, vida útil larga ó máxima economía de operación.

Normalmente, todo esto no se encuentra en un sólo paquete, por lo que deberá decidirse qué es lo más importante para el servicio e instalación considerada, sin embargo, la experiencia dicta algunos criterios para la correcta aplicación de las bombas centrífugas (sin que deban tomarse con el rigorismo de una regla):

-Aplicaciones donde las densidades no sean mucho mayores a la del agua.

-Aplicaciones donde no se requiera de gran precisión en el caudal desplazado.

-Aplicaciones donde se requiera que la presión de la bomba varíe respecto de la contrapresión del sistema, dentro del rango descrito por la curva de comportamiento.

-Aplicaciones donde se requiera de un flujo continuo (no pulsante), por las características propias del proceso.

III.7.- Bombas Centrífugas:

Son aquellas que imparten la energía principal al líquido mediante la acción de la fuerza centrífuga, se subdividen primeramente, atendiendo a la dirección del flujo en el impulsor, por lo tanto, pueden ser bombas con impulsor de flujo radial, de flujo mixto y flujo axial, pudiendo ser los impulsores de tipo cerrado, con paredes integrales laterales; abierto, sin paredes; semicerrados con una sola pared integral. En lo que respecta a la succión en el impulsor, éste puede ser de succión sencilla ó doble.

Se debe aclarar que en relación con sus aspas, se conocen dos tipos de impulsores de flujo radial: Impulsor de Aspas Rectas e Impulsor de Aspas tipo Francis ó tornillo. En una serie de curvas de comportamiento, son perfectamente reconocibles los distintos tipos de impulsor, ya que están ligados éstos, con el número que determina el valor de la velocidad específica en la forma siguiente:

Tipo de Impulsor.	Valor de la Velocidad Específica.
Radial de Aspas Rectas.	500 - 1000.
Francis.	1500 - 4000.
Flujo Mixto.	4000 - 7500.
Flujo Axial.	8000 - 20000.

Los impulsores de flujo mixto y axial, son generalmente del tipo succión sencilla.

Si atendemos ahora a la forma de las carcazas, podemos decir que éstas se dividen en dos grupos: Bombas con carcaza de voluta y bombas con carcaza de difusor, siendo estos casos bipartidas axial y radialmente de manera respectiva. Con respecto a la posición de la succión, hay dos tipos principales: Bombas con succión en el extremo y bombas con succión lateral (se dice que son los dos principales tipos, ya que también existen bombas con succión hacia arriba y hacia abajo).

Por regla general, todas las bombas con succión en su extremo, usan impulsor del tipo de succión sencilla; no se puede decir lo mismo con respecto a las bombas de succión vertical, ya que éstas utilizan según su tipo, impulsor con succión sencilla ó de doble succión.

Cuando una bomba genera toda su carga utilizando un sólo impulsor, se dice que ésta es de un sólo paso, y cuando utiliza para el mismo efecto dos ó más impulsores, se denomina bomba de pasos múltiples (multipasos).

Respecto a la posición de su eje giratorio, a las bombas centrífugas, se les conoce como horizontales ó verticales. En las primeras, se encuentra profusamente utilizados los impulsores radiales y de flujo mixto, y en las verticales también los de flujo mixto y los axiales; aunque gran número de tipos de bombas horizontales, tienen variantes verticalizados.

Entre las verticales, se encuentran las de impulsor de flujo axial tipo "Propela" y las de impulsor cerrado para pozo profundo.

Desde el punto de vista de su aplicación, se pueden agrupar en lo siguiente:

III.7.1.- Bombas Inatascables.

Tienen como característica, utilizar impulsor abierto o cerrado, pero del tipo Francis corto y también en el de flujo mixto, de succión sencilla; generalmente son capaces de manejar aguas negras con sólidos de tamaño limitado ó aplicables en la Industria Papelera, en lo referente al manejo de la pulpa ó licores.

III.7.2.- Bombas de Proceso.

Aplicables para manejar una gran gama de líquido utilizados en procesos industriales que requieren condiciones de temperatura, presión ó de ambas características, más altas que las normales, ó cuyos efectos corrosivos son notorios. Generalmente, estas bombas son de Metalurgia Especial.

III.7.3.- Bombas de Inyección a Calderas.

Estas bombas son generalmente, de capacidades medianas, pero de altas presiones, y casi todas son del tipo multipasos y con metalurgia adecuada, para manejar aguas tratadas y a altas temperaturas.

III.7.4.- Bombas de Uso General.

Por su uso general, entendemos el manejo de aguas en condiciones normales de operación y para capacidades pequeñas, medianas ó grandes, y cargas generalmente medianas ó bajas; se encuentran en varios tipos: Bombas con succión en su extremo y sencilla con carcazas partidas radialmente, y las bombas de succión lateral doble y carcaza partida horizontalmente, aquí se puede incluir la aplicación de bombas contra incendio.

III.7.5.- Bombas de Pozo Profundo.

Son del tipo vertical, generalmente con impulsores cerrados y como característica común, la de ser de varios pasos con columnas de longitud adecuada, para llevar el cuerpo impelente hasta el seno del líquido a bombear.

Aunque su gran aplicación está en el suministro de agua de pozos para riego, no es ésta la única, ya que también es posible utilizar este tipo de bombas en el manejo de hidrocarburos ó de salmueras.

III.7.6.- Bombas Regenerativas.

Estas bombas, aunque suministran carga al líquido por medio de fuerza centrífuga, su impulsor tiene una marcada diferencia con las demás bombas centrífugas, ya que se parece bastante a los rodetes de las turbinas, pues tienen tallado en ambos lados un número determinado de aspas cortas radiales.

La forma de la vía de agua de la carcasa en estas bombas, hace que el impulsor tome varias veces el agua antes de que ésta logre terminar su viaje desde la succión hasta la descarga, con lo cual se le comunica una alta carga al agua manejada. La característica más distintiva de estas bombas es que aunque sus capacidades son demasiado limitadas, sus cargas son altas.

III.8.- Principales Normas de Fabricación:

III.8.1.- ANSI.

El ANSI (American National Standard Institute), es un código que cubre las bombas centrífugas de diseño horizontal, simple etapa, succión al extremo y descarga sobre la línea de centros.

El estándar incluye intercambiabilidad dimensional, así como requisitos para ciertas características de diseño que se faciliten la instalación, y el mantenimiento. Lo que se persigue con este estándar, es que siendo las dimensiones críticas determinadas por el código, las bombas sean intercambiables aún siendo de diferentes marcas comerciales, las dimensiones claves corresponden a las bases, localización y tamaño de bridas de succión y descarga, diámetros de flechas y localización de anclajes.

Los diseños alternativos, serán considerados si se prueba que tanto sus detalles de construcción y funcionamiento están en términos generales de acuerdo a lo especificado en el código.

Todas las desviaciones deberán ser descritas detalladamente para evitar problemas de estándares.

La fuente para obtener la nomenclatura y definición, para los componentes de las bombas, será el Instituto de Hidráulica, en su sección "*Bombas Centrífugas*".

- Características de Construcción y Diseño:

a). Límites de presión y temperatura.- La presión de diseño de la carcaza, incluyendo la caja de empaques y prensaestopas, deberá ser al menos igual a la que corresponde al rango presión-temperatura de las bridas clase 125 ó clase 150, ANSI B.16.5, según el material de construcción que se use. La carcaza, tapa y chaquetas deberán diseñarse, para soportar una prueba hidrostática de 1.5 veces la presión máxima de diseño para el material de construcción usado.

b). Límites de temperatura.- Las bombas deberán soportar hasta 260° C (500° F). La limitación para hierro fundido será de 150° C (300° F) como máximo.

Chaquetas de enfriamiento y otras modificaciones, pudieran requerirse para cumplir la temperatura de operación.

c). Las limitaciones de presión y temperatura, deberán estar claramente establecidas por el fabricante del equipo.

d). Bridas.- Las conexiones de succión y descarga, deberán ser bridadas; las bridas se ajustarán en sus dimensiones, número y tamaño de pernos y taladros a lo especificado en el ANSI B.16.1 Clase 125 ó B.16.5 Clase 150 para fierro y acero fundidos, respectivamente. Las bridas serán de cara plana, con un espesor mínimo igual a aquél, de la cara realzada especificada en el código para el material de construcción de que se trate.

Los taladros para los pernos, deberán distribuirse alrededor de la línea de centros horizontal y vertical. Como una opción, podrán ofrecerse bridas de 250 en fierro fundido, ó de 300 en acero fundido, sujetándose a la limitación de presión establecida por el fabricante.

e). Carcaza.- Las carcazas deberán tener mamelones para conexión de drenaje. Su tamaño deberá ser suficiente para acomodar una conexión de 1/2 " NPT como mínimo. El taladro y roscado de estos mamelones es opcional.

Los mamelones para conexiones de manómetros. La succión y descarga, deberá tener mamelones para conexión de manómetros, su tamaño será suficiente para acomodar conexiones de 1/4 " NPT como mínimo, prefiriéndose que dichas conexiones sean de 1/2 " NPT. El taladro y roscado de los mamelones es opcional.

Las bombas deberán soportarse, por una pata bajo la carcaza ó por un soporte conveniente entre ésta y la base.

El diseño deberá permitir, que el elemento rotativo sea desmontado de la carcaza, desde la parte posterior sin que sea necesario desconectar ésta de las tuberías ó remover el accionador. Se deberá proveer de adecuados taladros roscados ó barrenos para espárragos, de manera que sea fácil desensamblar la carcaza de la tapa de la caja de empaques.

Las chaquetas para enfriamiento ó calentamiento de la carcaza, caja de empaque, ó ambas; son opcionales. Deberán diseñarse, para una presión de operación de 690 KPa manométricas a 170° C (340° F). Las chaquetas de enfriamiento que se requieren para temperaturas, en las mismas, de 260° C (500° F), requerirán una correspondiente reducción de la presión de operación. Las conexiones para agua de enfriamiento deberán ser cuando menos de 1/2 " NPT.

Las juntas entre la carcaza y la tapa de la caja de empaques, deberán estar confinadas en el lado de la presión atmosférica, para prevenir que se hinchen y no sellen adecuadamente.

f). Impulsores.- Los impulsores abiertos, semi-abiertos ó cerrados, son aceptados por el código.

Si el diseño requiere periódicos del claro, se deberá suministrar un mecanismo para que dicho ajuste pueda ser efectuado externamente.

Todos los impulsores, serán de preferencia, balanceados dinámicamente, sin embargo, cuando la relación entre el diámetro exterior máximo, dividido por el ancho en la periferia, incluyendo los hombros, pero no la venas posteriores, sea 6 ó más se aceptará balanceo estático.

Sujeción en la flecha. El impulsor se fijará a la flecha con una cuña ó bien roscado, si éste es el caso, deberá apretarse en sentido contrario a la rotación. La rosca ó cuña, deberá protegerse de manera que no entre en contacto con el líquido bombeado.

g). Flecha.- El diámetro de la flecha ó de la camisa de empaques, deberá ser en incrementos de 1/8 " desde un diámetro mínimo de 1 ". Para permitir el uso de sellos mecánicos, la tolerancia en diámetro a través de la caja de empaques, no deberá exceder del diámetro nominal a menos 0.05 mm (0.002 ").

El acabado para la superficie de la flecha, en la caja de empaques y donde entra en contacto con los retenes de aceite de los baleros, no deberá exceder de una rugosidad de 0.032 " a menos que el sello mecánico demande otra cosa.

El descentramiento de la flecha en la cara de la caja de empaques, no debe exceder de 0.05 mm (0.002 ") como lectura total del indicador de carátula.

La deflexión dinámica de la flecha, en la cara de la caja de empaques, no deberá exceder de 0.05 mm (0.002"), a:

- Carga máxima para bombas del tamaño AA a A70.
- Carga de diseño para bombas tamaño A80 y mayores.

Se define como carga hidráulica máxima, la del impulsor máximo, operando a cualquier punto sobre la curva de velocidad angular máxima cuando se bombea un líquido de Gravedad Específica de 1.0.

Se define como carga de diseño, la carga hidráulica máxima del impulsor máximo, operando dentro de un rango especificado por el fabricante y sobre la curva de velocidad máxima cuando bombea un líquido de Gravedad Específica de 1.0.

Los claros deberán ser de tamaño suficiente, para prevenir rozamientos cuando se opere a la carga máxima.

h). Caja de empaques.- Se diseñara de manera que pueda alojar empaquetadura cuadrada convencional de 3/8" para las bombas de los tamaños A05 al A80.

Para los tamaños AA y AB, se debe usar empaque de 5/16".

Las cajas de empaques, deberán ser adecuados, también para la instalación y operación de sellos mecánicos; incluyendo los aditamentos necesarios para la eliminación de aire o gas atrapado. La localización de las conexiones de tuberías, a la caja de empaque y prensaestopa, es opcional; el tamaño de las conexiones, será al menos 1/4" NPM, pero se prefiere que sean de 3/8" NPT.

El descentramiento de la cara, no deberá exceder de 0.05 mm (0.002") de la lectura total del indicador de carátula, sobre la flecha.

Requerimientos de espacio, éste deberá ser suficiente para:

- Cinco anillos de empaque, un anillo de linterna y espacio para reempacar el equipo.

- Un buje de garganta rompedor de presión, un anillo de linterna y tres anillos de empaque.

- Sello mecánico interno, con ó sin buje de garganta.
- Sellos mecánicos dobles internos.
- Sello mecánico externo, con ó sin buje de garganta.

Las bombas se deberán diseñar para tener cuatro pernos, pero los prensa-estopa serán:

- De 2 ó 4 pernos para el empaque convencional.
- De 4 pernos para el sello mecánico.

La junta entre el prensa-estopas y la caja de empaques, deberá estar confinada en la presión atmosférica para evitar que se hinche y no selle.

Los materiales de construcción serán:

El material del prensaestopa será opcional.

Los pernos, tuercas y espárragos serán de acero inoxidable de la serie 300, y deberán tener 3/8" ó más en el diámetro.

i). Baleros.- Dos ensambles de baleros de bolas son requeridos, uno estará libre dentro del soporte a fin de absorber la carga radial solamente, el otro deberá diseñarse para absorber, tanto carga radial como axial.

Los baleros deberán seleccionarse, de acuerdo con el código ANSI B.3.15 y B.3.16 en su sección "Rangos de Carga y Vida Esperada para Baleros de Bolas y Rodillos".

Las bombas de tamaño AA a A70 deben tener un mínimo de vida de B10, esto es 17500 horas cuando están sujetos a la carga máxima. Los tamaños A80 y mayores, deberán tener un mínimo de vida de B10, es decir, 17500 horas cuando están sujetos a la carga máxima de diseño.

Juego axial. En el caso del balero axial, el juego deberá ser mínimo, la definición de su magnitud depende, tanto de los claros internos, como de los requerimientos del sello mecánico.

Aislamiento. Los alojamientos de baleros, deberán construirse para proteger a los mismos del agua, polvo y de otros contaminantes.

Lubricación. Los alojamientos de empaque, deberán equiparse con conexiones roscadas para aceiteras de niveles visuales del aceite contenido dentro del alojamiento.

Materiales de construcción. Se define así a aquél material de la bomba que está en contacto mayor con el líquido bombeado.

Las bombas deberán estar disponibles en los siguientes materiales de construcción:

MATERIALES

ESPECIFICACIÓN ASTM

- Fierro fundido (no usar para líquidos peligrosos). A278 ó A48.
- Fierro dúctil. A395.
- Acero al carbón. A216, Grado WCB.
- Acero fundido de alta aleación (similar al acero inoxidable 316).
- Otros. Opcional.

Tolerancia a la corrosión. La carcaza, tapa y prensa-estopas, deberán tener una tolerancia a la corrosión de cuando menos 1/8".

Sentido de rotación. El sentido de rotación será como el de las manecillas del reloj, visto desde el cople. Una flecha ya sea de fundición ó troquelada de un material durable, mostrará dicho sentido.

Guardacoples. Deberá suministrarse en todas las unidades en que la bomba y el accionador están montados sobre una base común.

Roscas. Todas las partes roscadas como pernos, tuercas ó tapones, deberán estar de acuerdo con los estándares del código ANSI.

Anillos para izamiento. Se deberán suministrar siempre que el bastidor y su ensamble asociado pese más de 27 Kgs.

Orificios. Todos los orificios expuestos al fluido bombeado, más aquellos que correspondan al prensa-estopas ó sello mecánico deberán ser del mismo material que la carcaza, excepto que tapones de acero al carbón pueden usarse en bombas de hierro fundido ó dúctil. En el caso de chaquetas de enfriamiento ó calentamiento, usar cinta a prueba de agua.

III.8.2.- API 610.

Este estándar cubre los requerimientos mínimos, para bombas centrífugas a usar en servicios de refinerías petroleras. Este estándar, se aplica también a las turbinas hidráulicas de recuperación de energía.

El proveedor podrá ofrecer diseños alternativos: Dimensiones métricas equivalentes, sujetadores y bridas pueden ser sustituidos por mutuo acuerdo entre ambas partes.

En caso de conflicto entre este estándar y la solicitud ó pedido, la información contenida en el pedido, será la que se mande. Los términos empleados en este estándar, se definen como sigue:

- Normal.- Aplica a condiciones a las que el equipo operará normalmente.

- Nominal.- Aplica a las condiciones de operación especificadas para el punto de operación garantizado; incluyendo gasto, carga, NPSH, gravedad específica, velocidad y viscosidad.

- Máxima presión de trabajo permisible para la caja.- Es la mayor presión de descarga a la temperatura de bombeo especificada para la cual la caja de la bomba está diseñada. El diseño debe cumplir con las reglas de diseño de la bomba, establecidas en este estándar. Esta presión debe ser igual ó mayor a la presión máxima de descarga requerida.

- Máxima presión de descarga.- Es la mayor presión de succión posible de operar, más la presión diferencial máxima que la bomba es capaz de desarrollar, operando a las condiciones especificadas de velocidad; gravedad específica y temperatura de bombeo con el impulsor suministrado.

- Presión de descarga nominal.- Es la presión de descarga de la bomba en el punto garantizado, con condiciones nominales de gasto, velocidad, presión de succión y gravedad específica.

- Presión máxima de succión.- Es la mayor presión de succión a la que la bomba se ve sometida durante la operación.

- Presión de succión nominal.- Es la presión de succión para las condiciones de operación del punto garantizado.

- Temperatura máxima permisible.- Es la temperatura máxima continua para la cual el fabricante ha diseñado el equipo (o cualquiera de las partes a la que este término se refiere) cuando maneja un fluido especificado a una temperatura especificada.

- Velocidad nominal.- Es el número de revoluciones por minuto de la bomba, requeridas para encontrar las condiciones nominales de operación. (Se debe hacer notar que los motores de inducción, operarán a una velocidad que es función de la carga impuesta).

- Potencia al freno nominal.- Es la potencia requerida por la bomba a las condiciones nominales de operación.

- Presión máxima de sellado.- Es la más alta presión esperada en cada cámara de sellado.

- Velocidad específica de succión.- Es un índice de las características operativas de la succión de la bomba, determinado en el punto de mayor eficiencia (en diámetro máximo). (Este valor, sirve como un indicador de la NPSH requerida, para valores dados de gasto y velocidad rotacional y proporciona alguna evaluación de la tendencia de la bomba a la recirculación interna).

- Flujo máximo continuo estable.- Es el flujo más bajo en el que la bomba puede operar sin rebasar los límites de ruido y vibración impuestos por este estándar.

- Flujo mínimo continuo térmico.- Es el más bajo flujo en el que la bomba puede operar, manteniendo la temperatura del líquido por debajo del punto en el cual la NPSH disponible, igual a la NPSH requerida.

- Proveedor.- Se refiere al fabricante de la bomba.

- Buje de estrangulamiento.- Es un anillo restrictor de claro, colocado alrededor de la flecha ó manga ubicado en el lado externo del sello mecánico.

- Buje de garantía.- Es un anillo restrictor de claro, colocado alrededor de la flecha ó manga, ubicada entre el sello ó empaquetadura y el impulsor.

- Caja sujeta a presión.- Es el conjunto de todas las partes estacionarias contenedoras de presión de la unidad, incluyendo boquillas y otras partes agregadas.

- Doble caja.- Se refiere al tipo de construcción en el cual la caja sujeta a presión, está separada y es distinta a los elementos de bombeo contenidos en ella.

- Barril.- Se refiere específicamente a una bomba horizontal del tipo de doble caja.

- Bomba de barril enlatada.- Se refiere específicamente a una bomba vertical del tipo doble caja.

- Turbina hidráulica de recuperación de energía.- Puede ser una bomba operada con flujo INVERSO para entregar energía cinética en el cople, a partir de la recuperación de energía extraída de una reducción de presión del fluido (y algunas ocasiones, por la energía adicional de los vapores o gases).

- Partición radial.- Se refiere a las juntas de la caja que son transversales a la línea de centros de la flecha.

- Partición axial.- Se refiere a las cajas cuyas juntas son paralelas a la línea de centros de la flecha.

- NPSH.- Carga Neta Positiva de Succión, es la carga total de succión, en altura absoluta de columna del líquido, determinada en la boquilla de succión y referida a la elevación en "REFERENCIA" menos la presión de vapor del líquido en pies absolutos.

La REFERENCIA, es la línea de centros en bombas horizontales, la línea de centros de la boquilla de succión en bombas verticales IN-LINE (en línea), y la parte superior de la cimentación para otras bombas verticales.

- NPSH Disponible (NPSH A).- Es la NPSH determinada por el comprador para el sistema de bombeo con el líquido bombeado, a la temperatura de bombeo.

- NPSH Requerida (NPSH R).- Es la NPSH determinada por el proveedor a partir de pruebas de bombeo, realizadas con agua. La NPSH R, es expresada en pies absolutos de líquido, y es la mínima NPSH requerida a la capacidad ó gasto nominal para prevenir desviaciones de compartimiento debido a cavitación.

- Cojinetes hidrodinámicos.- Son rodamientos que usan los principios de lubricación hidrodinámica, creada cuando sus superficies están orientadas de tal manera que su movimiento relativo, genera la presión de aceite para soportar la carga, sin que exista contacto metal-metal.

- Cojinetes radiales hidrodinámicos.- Incluyen los rodamientos tipo manga y de zapatas.

- Cojinetes de empuje hidrodinámicos.- Como se refiere en este estándar, está limitados a los rodamientos múltiples segmentados de zapatas.

- En boquillas de turbinas hidráulicas de recuperación de energía.- Todas las referencias de este estándar a "SUCCION" y "DESCARGA"; deben ser interpretadas como "SALIDA" y "ENTRADA" respectivamente.

- El uso de la palabra "DISEÑO"; en cualquier término (como por ejemplo; potencia de diseño, presión de diseño, temperatura de diseño, y velocidad de diseño), debe ser evitada en las especificaciones del comprador. Esta terminología debe ser usada exclusivamente por el diseñador y fabricante del equipo.

CAPÍTULO IV.

EQUIPOS PERIFÉRICOS UTILIZADOS EN BOMBAS CENTRIFUGAS.

IV.1.- Accionadores:

Para accionar una bomba centrífuga, se utilizan muy diversos equipos entre los que se pueden citar como ejemplo; los motores eléctricos, las turbinas de vapor, los motores de combustión interna, etcétera

Entre los accionadores mencionados, el que abarca indiscutiblemente la mayor parte de los equipos existentes; es el motor eléctrico, por lo que solamente se hará referencia a este tipo de accionador.

IV.1.1.- Motores Eléctricos.

Existe una gran variedad de motores eléctricos que se pueden dividir en dos grandes grupos: Los de corriente directa y de corriente alterna; algunos representativos de estas características se muestran a continuación:

IV.1.1.1.- Motores de Corriente Directa:

Tipo Serie.

Tipo Paralelo.

Tipo Compuesto (Compound).

Tipo Imán permanente.

IV.1.1.2.- Motores de Corriente Alterna:

Monofásicos:

- De capacitor permanente.
- De capacitor en el arranque.
- De polo sombreado.
- De reluctancia.
- Universal.

Trifásicos:

- Síncronos.
- Inducción.

Los motores más utilizados industrialmente, son los trifásicos del tipo Inducción "*Jaula de Ardilla*".

A continuación se enunciarán algunas características importantes de los motores de accionamiento.

IV.1.1.2.1.- Enclaustramiento:

Se entiende por encierre las características de protección que proporciona la cubierta externa del motor, con respecto al medio ambiente.

Básicamente, existen dos tipos de encierre: Abierto y Cerrado; los cuales pueden adquirir modificaciones según los requerimientos del medio ambiente en el que el motor sea instalado.

IV.1.1.2.1.1.- Abierto.

Una máquina abierta, es aquella que tiene aberturas de ventilación que permiten el paso de aire exterior para enfriamiento dentro y alrededor de la máquina. Se tienen las siguientes sub-clasificaciones:

a) A prueba de goteo.- Una máquina a prueba de goteo, es una máquina abierta, en la cual las aberturas para ventilación, están construidas de tal manera, que su operación satisfactoria no es interferida, cuando gotas de líquido o partículas sólidas incidan ó entren con ángulo entre cero y 15 grados respecto a la vertical. (Se conocen como APG [Abierto a Prueba de Goteo]).

b) A prueba de salpicadura.- En una máquina abierta, en que las aberturas para ventilación, están construidas de tal manera, que su operación satisfactoria no es interferida cuando gotas de líquido ó partículas sólidas inciden o entran con un ángulo no mayor a 100 grados respecto a la vertical. (Splash Proof).

c) A prueba de intemperie tipo Nema I.- Es una máquina abierta, en la cual sus pasajes para ventilación están contruidos, de tal manera que reducen a un mínimo la entrada de lluvia, nieve y partículas en el aire hacia las partes eléctricas y previenen el paso de un rodillo cilíndrico de 3/4 de pulgada de diámetro. (Weath Protect I).

d) A prueba de intemperie tipo Nema II.- En una máquina que además de las características definidas en la máquina tipo Nema I tiene sus pasajes de ventilación de entrada y descarga contruidos de tal forma que las ráfagas de viento y de partículas del ambiente, impulsados hacia la máquina por tormentas ó vientos fuertes, puedan decantar sin penetrar directamente a las partes eléctricas ó al interior de la máquina.

La trayectoria normal de aire que llega a las partes eléctricas de la máquina se manejará por medio de baffles ó cavidades separadas para obtener al menos tres cambios abruptos de dirección con no menos de 90 grados cada uno. Además, deberá existir un área de baja velocidad que no exceda 600 pies/minuto en la trayectoria de toma de aire para reducir la posibilidad de que entre a las partes eléctricas humedad ó suciedad. (Weath Protect II).

e) Con ventilación forzada.- Es aquella máquina, en la cual la ventilación se obtiene a través de un soplador independiente montado sobre la estructura de la máquina, a este tipo de arreglo se le conoce como ventilador por soplador ó máquina abierta ventilada externamente.

IV.1.1.2.1.2.- Cerrado.

Una máquina totalmente cerrada, es aquella suficientemente cerrada para prevenir el intercambio de aire entre el exterior y el interior, pero no lo suficientemente cerrada como para ser considerada hermética. Se subclasifican en:

a) No ventilados.- Es una máquina totalmente cerrada, la cual no es equipada con medios externos para enfriamiento (TCSV).

b) Totalmente cerrado con ventilador.- Es una máquina totalmente cerrada equipada con medios externos de enfriamiento por uno ó más ventiladores integrados a la misma. (TCCV ó TEFC [Totally Enclosed Fan Cooled]).

c) A prueba de explosión. (XP o APE).

- Clase I.- Es una máquina totalmente cerrada cuyo encierre está diseñado y construido para soportar una explosión de un vapor ó gas especialmente en su interior, y prevendrá la ignición del gas ó vapor que rodea a la máquina por chispas ó productos de la explosión en su interior.

- Clase II.- Es una máquina totalmente cerrada cuyo encierre está construido y diseñado de tal manera que excluya cantidades inflamables de polvo ó partículas que puedan afectar su comportamiento y no permita arcos, chispas ó generación de calor que causen la ignición de acumulaciones externas ó en suspensión a la atmósfera de un polvo específico sobre su encierre ó en su cercanía.

d) A prueba de agua.- Es una máquina totalmente cerrada, que excluye el agua salpicada en forma de chorro, con la excepción de que podrá haber una entrada de agua a través del claro en la flecha, pero tendrá previsiones de drenado automático para que ésta no alcance los recipientes de lubricación.

e) Con intercambiador de calor-aire-aire(CACA).- Es una máquina totalmente cerrada, la cual se enfría por aire circulando en su interior y a través de un intercambiador de calor, el cual, a su vez es enfriado por circulación de aire exterior.

f) Con intercambiador de calor-aire-agua(CACW).- Es una máquina totalmente cerrada, la cual se enfría por aire circulando en su interior y a través de un intercambiador de calor, el cual a su vez, es enfriado por circulación de agua.

g) Una máquina totalmente cerrada ventilada por tubos, es una máquina totalmente cerrada con arreglos de entrada, tales que cuando se le conectan tuberías ó ductos de entrada y salida no hay intercambio libre de aire interior y el aire exterior al encierre. Puede ser del tipo autoventilado (el aire se hace circular por medios integrados a la máquina), ó ventilación forzada (el aire circula por medios externos y que no son parte de la máquina).

IV.1.2.- Montaje:

El tipo más común de montaje es el horizontal, anclado por medio de patas en el motor. También existen montajes verticales generalmente realizados por bridas, el uso más frecuente es en bombas, en estos casos particulares deberá tomarse especial cuidado en el valor de carga axial que el motor debe soportar.

En general, las dimensiones de bridas, patas y flechas están normados por diferentes instituciones, de acuerdo al País de origen. Entre las más importantes se mencionan: NEMA, DINBS, CONNIE, CSA, KIS, etcétera

Dentro de las características de montaje se debe mencionar que la posición requerida para las cajas de conexiones, así como el sentido de giro del motor deberán tomarse en consideración.

El acoplamiento del motor a la máquina accionada puede realizarse por medio de cople rígido, cople flexible, poleas planas, bandas en V, catarinas, reductores, coples hidráulicos, coples magnéticos, etcétera

Dentro de estos acoplamientos se debe tener especial cuidado en la aplicación de poleas, catarinas y coples rígidos, ya que estos elementos pueden imponer cargas mecánicas excesivas a los rodamientos del motor.

IV.1.3.- Construcción:

Los principales elementos componentes de un motor eléctrico de inducción jaula de ardilla son los siguientes:

a) Núcleo Estator.- Compuesto por laminaciones de material ferromagnético con alta conductividad, bajas pérdidas por corrientes circulantes e histéresis. Su función es primordialmente la de conducir el campo magnético, y también sirve de soporte mecánico al devanado estator.

b) Devanado Estator.- Constituido por una serie de bobinas aisladas e insertadas en ranuras sobre el núcleo estator. Estas bobinas están formadas por conductores de cobre ó aluminio y materiales aislantes. Su principal función es la de crear el campo magnético rotatorio.

c) Núcleo Rotor.- Su construcción es similar a la del estator. Principalmente es el elemento que cierra el circuito magnético con el estator y sirve de soporte al devanado rotor.

d) Devanado del Rotor.- Puede ser un devanado similar al del estator ó por barras conductoras en cortocircuito (jaula de ardilla). Es el elemento que transforma la energía electromagnética en mecánica, al reaccionar bajo la influencia del campo magnético rotatorio.

e) Flecha ó Eje.- Este elemento es construido con acero y maquinados de precisión, su función es la de soportar las partes giratorias de la máquina y transmitir la energía motriz hacia la máquina conducida.

f) Rodamientos.- Existen varios tipos de rodamientos entre los que se puede citar tipo antifricción (baleros), de buje, tipo Kinsbury, etcétera Tanto el tipo y tamaño de rodamiento, así como el sistema de lubricación empleado, dependerán de las cargas mecánicas impuestas por la aplicación, tales como cargas axiales, cargas radiales, posición del motor, velocidad de operación, temperatura de trabajo, dimensiones de la máquina, horas de vida requeridas, etcétera Su función es el enlace entre las partes móviles y las estacionarias.

g) Soporte del Rodamiento.- Esta parte toma diferentes formas y dimensiones dependiendo de la construcción y requerimientos especiales del motor. Generalmente, en motores medianos (500 HP ó menos) forma parte integral de las tapas ó cubiertas laterales; sin embargo, en máquinas grandes puede ser un elemento independiente. Su principal función es soportar en forma adecuada al rodamiento y generalmente, suministrarle los medios para su sistema de lubricación.

h) Carcaza ó Soporte Principal.- Este elemento también toma formas diversas dependiendo del tamaño y tipo de construcción. Generalmente, en motores medianos forma parte integral de la base y el encierre ó cubierta exterior (carcaza).

En máquinas grandes puede constar de varios elementos. Su principal función es servir de base para integrar mecánicamente a todos los elementos y servir como medio para la fijación de la máquina.

i) Cubierta ó Encierre.- Este elemento también toma diferentes formas, en motores medianos está integrado a la carcasa y a las tapas externas, en grandes máquinas, es generalmente un elemento independiente que, a su vez, se ve modificado por los sistemas de enfriamiento empleados.

Su principal función es la de proteger las partes interiores de la máquina contra los agentes externos.

j) Sistema de Enfriamiento.- El sistema de enfriamiento puede ser desde simple radiación de calor, hasta complicados sistemas con intercambiadores de calor. Su función es la de remover la energía calorífica, productos de las pérdidas en los diferentes elementos de la máquina.

IV. 1.4.- Voltajes Recomendados:

Deberá existir un equilibrio entre el costo del equipo e instalación, en relación con el voltaje a utilizarse; en general, se pueden mencionar como cierta guía, las siguientes relaciones:

- 1.- Motores Monofásicos, hasta 1 HP. 115 Volts.
- 2.- Motores Trifásicos, hasta 100 HP. 220 ó 440 Volts.
- 3.- Motores Trifásicos de 125 a 300 HP. 440 Volts.
- 4.- Motores Mayores 2300, 4000, 4160, 6000, 6600, 13000, 13200 Volts.

En algunos casos, las características de la instalación eléctrica que ya existe, determinará el voltaje a utilizarse.

IV.1.5.- Protecciones Integradas al Motor Eléctrico:

IV.1.5.1.- Detectores de Temperatura en Devanados y Rodamientos.

La función de estas protecciones es la de detectar la temperatura alcanzada en los puntos críticos del motor que generalmente son los devanados y los rodamientos. Esta señal de temperatura se utiliza según el tamaño e importancia del motor.

Los principales tipos de sensores utilizados en motores eléctricos son:

a). RID.- Es un elemento que da una señal de resistencia proporcional a la temperatura. Requiere de equipos auxiliares para utilizar la señal adecuadamente. Su tiempo de respuesta y precisión son buenos, se utilizan en máquinas grandes.

b). Termistor.- Es un semiconductor que tiene características resistencia-temperatura constantes hasta antes de su valor de calibración, arriba del cual, la resistencia se incrementa rápidamente. Esta propiedad se aprovecha en un dispositivo electrónico que operará las señales de alarma ó disparo. Debido a su masa muy pequeña, tiene un tiempo de respuesta muy rápido.

c). Termopar.- Es un elemento formado por un par galvánico que genera una Fuerza Electromotriz proporcional a la temperatura. Su utilización se considera adecuada sólo para tener lecturas de referencia, ya que la caída en las terminales puede afectar notablemente las lecturas.

d). Termostato.- Es un interruptor formado por un elemento bimetálico calibrado para operar a una temperatura establecida. Cuando se sobrepasa la temperatura de calibración, opera el interruptor, que puede estar en serie con la bobina de arranque ó cerrar una alarma. Su tiempo de respuesta es largo y tiene limitaciones en cuanto a la corriente y voltajes que pueda manejar. Su aplicación es generalmente en motores con menos de 300 HP.

IV.1.5.2.- Detectores de Vibración.

Son dispositivos colocados generalmente en las chumaceras, que emiten una señal proporcional ya sea a la amplitud de vibración, a la velocidad de vibración a la aceleración de vibración. Esta señal se podrá convertir por un dispositivo adecuado, en lecturas a un tablero de control ó directamente en señales de alarma ó disparo para un valor límite seleccionado.

IV.1.5.3.- Detector de Movimiento Axial.

Es un dispositivo que detecta la posición axial del rotor en un determinado momento, ó que fija los límites dentro de los cuales, la máquina puede operar satisfactoriamente. Su principal objetivo es proteger las chumaceras.

IV.1.5.4.- Relevador de Sobrecorriente y Temperatura.

Es un dispositivo bimetálico utilizado generalmente en motores muy pequeños, el cual maneja la corriente de línea consumida por el motor. Al obtener la temperatura de calibración, abre sus contactos sacando al motor de la línea; el calentamiento del elemento bimetálico se debe a la acción combinada de temperatura y corriente.

IV.1.5.5.- Calefactores de Espacio.

Estos dispositivos tienen por objetivo proteger a los aislamientos de posibles condensaciones de agua, las que pudieran ocurrir cuando el motor está desenergizado. Cuando el motor está fuera de operación, se energizan estos elementos, suministrando una fuente de calor que mantenga las partes internas del motor a una temperatura mayor que la del medio ambiente, evitando de esta forma la condensación. Se utilizan generalmente en máquinas grandes, instaladas en lugares húmedos.

IV.1.5.6.- Supresores de Impulso.

Son dispositivos conectados a las terminales del motor con la finalidad de proveer trayectorias de descarga a picos transitorios en la línea. Generalmente, se utilizan en máquinas mayores de 100 HP.

IV.1.5.7.- Aislamiento y Elevación de Temperatura.

Para que la vida y operación de un sistema de aislamiento sea adecuada, deberá existir compatibilidad entre la temperatura desarrollada por la máquina y la clase de aislamiento seleccionada. En la actualidad existen las siguientes clases de aislamiento:

- a) Clase A para operar satisfactoriamente hasta 105 grados centígrados.
- b) Clase B para operar satisfactoriamente hasta 130 grados centígrados.

c) Clase F para operar satisfactoriamente hasta 155 grados centígrados.

d) Clase H para operar satisfactoriamente hasta 180 grados centígrados.

La temperatura total de la máquina puede separarse en dos componentes; la temperatura del medio ambiente y el incremento de temperatura de la propia máquina.

Por ejemplo; una máquina con aislamientos clase F, puede trabajar en un lugar con una temperatura ambiente hasta de 40 grados centígrados, permitiendo un incremento de temperatura propio de la máquina de 105 grados centígrados, dando un rango de protección de 10 grados centígrados. Bajo estas condiciones, el aislamiento deberá operar satisfactoriamente a 145 grados centígrados de temperatura.

Deberá de tomarse en consideración, al seleccionarse una máquina, que la temperatura ambiente, ya sea natural o artificial y la elevación sobre el nivel del mar, influirá notablemente en la temperatura final de operación, y por tanto en la selección de la clase de aislamiento adecuada.

En la actualidad, ya es difícil encontrar, motores con aislamiento clase A; la mayor parte de los fabricantes, tanto Nacionales, como Extranjeros; utilizan ya el aislamiento clase F, (como estándar de fabricación).

IV.1.5.8.- Factor de Servicio.

Se define al factor de servicio de un motor, como aquel valor especificado en la placa, que al ser multiplicado por la potencia nominal, dé la capacidad máxima que puede obtenerse en forma continua. Bajo estas condiciones, el motor no desarrollará una temperatura mayor que la clase de su sistema de aislamiento, siempre y cuando la temperatura ambiente y la altura sobre el nivel del mar sean los especificados.

Se deberá considerar que los valores de eficiencia, factor de potencia, par, deslizamiento y corriente son diferentes a las de la potencia equivalente sin considerar al factor de servicio.

El factor de servicio se deberá usar siempre como un margen de seguridad, ya que su aplicación en forma total es riesgosa, debido a posibles variaciones en el balanceo y valor del voltaje, la frecuencia ó la carga demandada.

IV.1.5.9.- Accesorios.

Además de los dispositivos de protección mencionados con anterioridad, se pueden requerir otro tipo de accesorios tales como: Bases, rieles tensores, acabados de pintura especiales, tropicalizados, tratamientos a prueba de corrosión, sellos especiales, protección contra polvos, etcétera

La aplicación de estos accesorios, dependerá de los requerimientos tanto de instalación como de las condiciones ambientales en que operará el motor y será de vital importancia el tomarlos en cuenta, antes de seleccionarlo.

IV.2.- Acoplamientos.

Las bombas centrífugas están conectadas a sus impulsores por medio de acoplamientos de una u otra clase, excepto las unidades conectadas en forma compacta, en las que el impulsor está montado en una extensión de la flecha de la unidad motriz. Los acoplamientos pueden ser flexibles ó rígidos. Un acoplamiento que no permite movimiento relativo axial o radial entre las flechas del impulsor y de la bomba se llama acoplamiento rígido. Conecta las dos flechas sólidamente y, en efecto, las convierte en una sola flecha. El uso de acoplamientos rígidos está principalmente restringido a bombas verticales.

Un acoplamiento flexible, por otro lado, es un dispositivo que conecta dos flechas, pero es capaz de transmitir torque de la flecha del impulsor a la flecha impulsada, pero tolerando un pequeño desalineamiento (angular, paralelo ó una combinación de ambos). Contra las creencias populares, el desalineamiento es siempre indeseable, y no deberá tolerarse permanentemente.

Causa chicoteo de las flechas, aumenta el empuje de los cojinetes de la bomba y del impulsor y generalmente resulta un mantenimiento excesivo y falla potencial del equipo.

Un acoplamiento flexible debe permitir también algún desplazamiento lateral de las flechas para que sus dos extremos puedan acercarse ó separarse bajo la influencia de la expansión térmica, fluctuación hidráulica, ó desplazamiento de los centros magnéticos de los motores eléctricos, y moverse así sin imponer empuje excesivo en los cojinetes. Este aspecto del diseño de los coples flexibles se analizará posteriormente a detalle.

IV.2.1.- Acoplamientos Rígidos.

IV.2.1.1.- Acoplamientos de Abrazadera.

El acoplamiento de abrazadera, consiste básicamente de una manga dividida provista de tornillos de manera que pueda prensarse en los extremos adjuntos de las dos flechas y formar una conexión sólida.

Generalmente, se incorporan cuñas axiales y circulares en el acoplamiento de abrazadera para que la transmisión del torque y del empuje no se haga solamente dependiendo de la fricción de la sujeción.

IV.2.1.2.- Acoplamientos de Compresión.

Un acoplamiento de compresión, es igualmente en esencia un acoplamiento rígido. La posición central del acoplamiento está formada de un manguito ranurado, taladrado para ajustarse a las dos flechas y cónico en su diámetro exterior del centro a ambos extremos.

Las dos mitades del acoplamiento en sí, están acabadas con perforaciones para adaptarse a esa conicidad. Cuando se aprietan una a la otra con tornillos, el manguito se comprime contra las dos flechas y la sujeción por fricción transmite el torque sin el uso de cuñas.

IV.2.2.- Acoplamientos Flexibles.

IV.2.2.1.- Acoplamientos de Pasador y Amortiguador.

Un acoplamiento de pasador y amortiguador es un acoplamiento flexible con pasadores sujetos a una de sus mitades, los cuales atraviesan los amortiguadores que se montan en la otra mitad del acoplamiento en la otra flecha.

Los amortiguadores están hechos de hule ó de otro material compresible para dar la flexibilidad necesaria. Los pernos impulsores tienen un ajuste fácil de deslizamiento en los manguitos; las pequeñas variaciones longitudinales, por lo tanto, se contrarrestan mientras los ligeros errores de angularidad se compensan por la flexibilidad del hule.

IV.2.2.2.- Acoplamientos Flexibles Todo Metálicos.

Un acoplamiento totalmente metálico es aquel cuyas partes están hechas completamente de metal. Algunos de estos acoplamientos dependen de la flexibilidad de las placas metálicas de resortes, mientras que otros dependen del desplazamiento angular que es posible con dos estrías conectadas con una manga también estriada.

IV.2.2.3.- Acoplamiento de Flecha Flotante.

Los acoplamientos flexibles ordinarios, están hechos para conectar las flechas impulsora e impulsada con los extremos relativamente cerca uno de otro y son adecuados para desalineamientos limitados. Algunas veces, sin embargo, se tienen que tomar medidas para un mayor desalineamiento, ó cuando por razones especiales se tienen que separar los extremos de las flechas del impulsor y de la bomba a una distancia considerable.

Tal es el caso, por ejemplo, con los diseños de bombas de succión en el extremo en los casos que el conjunto de rotor y cojinete se desmonta retirándolo axialmente hacia el impulsor.

Si no se puede retirar fácilmente ni la bomba ni el impulsor, es conveniente separar los extremos de las flechas del impulsor y de la bomba, lo suficiente para permitir que se pueda retirar el rotor de la bomba. Para este objeto, es necesario un impulsor flexible fácilmente desmontable de suficiente longitud.

El acoplamiento de extensión ó de manga separadora se usa comúnmente en las unidades de bombeo que manejan líquidos calientes y que, por lo tanto, están sujetas a expansión y a posible desalineamiento. Su propósito es evitar desalineación perjudicial con una separación mínima de los extremos de las flechas impulsora e impulsada. Generalmente consisten de dos elementos de engrane sencillo conectados por una manga.

El acoplamiento de flecha flotante consiste de dos elementos flexibles conectados por una flecha que debe estar soportada en cada extremo por los propios elementos flexibles.

IV.2.2.4.- Acoplamientos de Embrague.

Los embragues comunes en disco se usan raras veces para conectar una bomba centrífuga a un impulsor por dos razones principales. La primera es que la mayoría de los diseños de embragues imponen una alta carga de empuje adicional en el cojinete de empuje de la bomba; la segunda es que se necesita un ajuste muy preciso entre las partes del embrague y este resulta difícil de mantener. El diseño de embrague de rotación libre se ha usado para conectar impulsores a bombas, especialmente en unidades de impulsor dual, y los más provechosos de estos diseños tienen un acoplamiento flexible incorporado dentro de la unidad de embrague. También se usa un acoplamiento de embrague con pesas careadas en la mitad del impulsor que se oprimirán contra la superficie de un tambor en la mitad impulsada por la fuerza centrífuga.

IV.2.2.5.- Acoplamientos para Impulsor Dual.

En instalaciones de bombas con impulsor dual, generalmente es conveniente tener un impulsor inactivo para ahorrar energía ó evitar desgaste. Las máquinas de combustión interna, sin embargo, no pueden dejarse en movimiento sin trabajar y deben desconectarse. El tipo ideal de acoplamiento para esas unidades es aquel que puede desconectarse y volverse a conectar fácilmente.

IV.2.3.- Criterios de Selección de Acoplamientos.

Una vez analizadas las características de los acoplamientos es importante establecer, las consideraciones primarias de selección, así como las ventajas y los tipos disponibles de coples en aplicaciones reales.

IV.2.3.1.- Consideraciones Primarias de Selección.

- Potencia a transmitir.
- Variación de torque.
- Velocidad.
- Distancia entre terminales de flecha.
- Alineamiento.
- Posición de equipo.
- Juego axial y/o radial.
- Facilidad de mantenimiento.
- Disponibilidad de refacciones.
- Fabricación Nacional.
- Tiempo de entrega.
- Precios.
- Efectos del medio ambiente.

La tendencia actual está encaminada a los coples que se flexionan como son los elastoméricos y los de membranas, alejándose de los que se deslizan, como son los engranes y rejillas.

IV.2.3.2.- Ventajas que se Presentan en los Coples Elastoméricos.

- No requieren lubricación.
- Momentos y fuerzas de reacción en los rendimientos son bajos.
- Pueden ser diseñados para vida infinita.
- Mantienen mejor el llamado Balance Dinámico.
- Sin mantenimiento.
- Rapidez de instalación.
- Sin roce metálico entre partes.

Es importante asegurarse, al seleccionar un acoplamiento, que el espaciador que especifica API 610 pueda ser removido fácilmente, y de ser posible, sin desmontar de éste el banco de membranas. Así mismo, el cople deberá incorporar en su diseño la garantía de que, al sobrevivir un fallo del elemento flexible, el espaciador no se convierta en un misil destructivo, no sólo para el equipo, sino para los equipos y el personal que se encuentra en el área.

Algunos de los tipos disponibles de acoplamiento y su aplicación:

- Engranajes, rejillas y cadenas.- La transmisión de potencia a través de estos elementos mecánicos, requieren lubricación. En su versión de espaciador son normalmente más caros que los flexionantes, permiten mayores desalineamientos. Se les puede utilizar en un gran rango de transmisión de potencia.

- Elemento flexible elastomérico.- El elemento flexible, que puede ser de hule, Buna N, etcétera, transmite la potencia y permite grandes desalineamientos. Debe ser un cople económico, no requiere mantenimiento. Una posible desventaja es que permite el efecto látigo en arranques y fluctuaciones de torque. No se usa en medios corrosivos ó extremos de temperatura.

- Coples rígidos.- Aplicación limitada a equipos que absorban desalineamientos. Por ejemplo: Bombas verticales, donde este tipo de cople con una función retentiva de parte del equipo, no sólo la de transmitir potencia. Se fabrican para un gran rango de transmisión de torques en versiones sencillas, ajustables y tipo espaciador. Aplicación limitada también a velocidades relativamente bajas.

IV.2.4.- Normas Aplicables.

a) Coples flexibles y guardas entre motores y bombas serán suministrados por el fabricante de la bomba, a menos que se especifique lo contrario.

b) La marca, modelo, materiales, "rating" y el arreglo de montaje, serán especificados por el comprador. Se utilizará un cople tipo espaciador de longitud nominal mínima de 5" (127 milímetros), a menos que se especifique lo contrario. La longitud del espaciador permitirá el desmontaje del cople, los rodamientos, el sello y/o rotor, sin mover el motor ó las conexiones de succión y descarga.

c) La información dimensional acerca de flechas y cuñeros, así como movimientos de la flecha por efectos térmicos será proporcionada por el vendedor de la bomba al vendedor del cople.

d) Los coples serán correctamente acuñados en sitio. Los ajustes cilíndricos serán lo suficientemente ligeros para permitir un desmontaje rápido y sencillo de los mamelones en el campo, sin necesidad de calentamiento. Otros métodos de montaje serán según acuerdo específico entre comprador y vendedor. Los mamelones se suministrarán con barrenos roscados (3/8" mínimo), para auxiliar en el desmontaje.

e) Los coples y los adaptadores entre cople y flecha serán calculados por lo menos a la potencia máxima del motor incluyendo cualquier factor de servicio. Un factor de servicio mínimo de 1.5 será aplicado a coples de elemento flexible.

f) Los diámetros de localización de los coples y los diámetros de referencia para alineamiento serán concéntricos al diámetro de la flecha dentro de 0.0005 pulgadas por pulgada de diámetro de la flecha con una tolerancia mínima aplicable de 0.001 pulgadas y máxima de 0.003 pulgadas. Las caras de localización y las de referencia de alineamiento serán perpendiculares a las superficies cilíndricas dentro de estos mismos límites, los demás diámetros serán concéntricos y perpendiculares al eje de rotación dentro de 0.005 pulgadas.

g) Si se especifica por el comprador, se recomienda por el vendedor, los coples serán dinámicamente balanceados de acuerdo a la Norma AGMA 515.02. La clase AGMA de balanceo será de común acuerdo entre vendedor y comprador.

h) Si es especificado por el comprador los coples y su montaje cumplirán con la norma API 671.

i) Para evitar que los rotores en motores de flechas flotantes rocen con los puntos de apoyo de los rodamientos, se instalarán coples de limitado movimiento axial. Estos serán de acuerdo a normas NEMA.

j) Si se utilizan motores de flecha sólida en bombas verticales el cople será todo de acero y del tipo rígido ajustable.

k) Cuando se utilice un motor de flecha sólida en bombas verticales equipadas con sello mecánico, el cople deberá ser del tipo espaciador. El espaciador será de longitud suficiente para permitir el reemplazo del ensamble del sello, incluyendo la manga sin desmontar el motor. El medio cople de la bomba será diseñado para permitir su desmontaje sin necesidad de calentamiento.

l) Cuando el proveedor de la bomba no esté obligado a montar el motor, entregará el medio cople completamente maquinado a el fabricante del motor junto con las instrucciones necesarias para su montaje, de acuerdo a lo especificado por el comprador en las hojas de especificación.

m) Se suministrarán guarda coples desmontables. Estos cumplirán con las normas y requerimientos para guarda coples de OSHA (Organización de Salud y Seguridad Ocupacional).

IV.3.- Curvas del Sistema.

Ya que la curva "*Gasto-Carga*" de una bomba, proporciona información relativa a la carga diferencial que ésta es capaz de desarrollar a diferentes rangos de flujo, es necesario que la curva del sistema, de manera homogénea, muestre la carga diferencial que demanda a diferentes rangos de flujo. Por lo anterior, para desarrollar la curva de un sistema, se deben conocer dos elementos básicos:

- 1.- La carga de succión, disponible para la bomba a varios gastos.
- 2.- La carga de descarga, demandada por el sistema, a varios gastos.

Restando la carga de succión disponible para la bomba a la carga de descarga, a una capacidad dada, obtendremos la carga diferencial demandada por el sistema a esa capacidad ó gasto.

Graficando varios puntos, variando los gastos, se puede dibujar la curva del sistema, misma que describe los requerimientos de carga del sistema a través de su rango completo de operación.

Una vez contando con la curva del sistema y conociendo el punto en el que se espera que el sistema opere normalmente, se procede a comparar con las diversas alternativas de curvas "*Gasto-Carga*" correspondientes a las diferentes bombas consideradas para elegir finalmente la que será integrada al sistema.

Ya que las unidades de ambas curvas son homogéneas, se procede a graficar la curva "*Gasto-Carga*" de la bomba junto con la "*Curva del Sistema*", encontrando con esto, el punto de operación que será precisamente el punto en que las dos curvas se intersectan. En este punto, la demanda del sistema coincide con la capacidad de la bomba.

Se insiste en hacer notar, que el punto de intersección de las curvas "*Sistema*" y "*Bomba*", es el único punto posible en que el conjunto *SISTEMA-BOMBA* operará.

A la derecha del punto de intersección, la demanda del sistema excede la capacidad de la bomba y por lo tanto, no se puede operar a flujos mayores sin cambiar las características del sistema (reduciendo demanda de carga) ó de la bomba (aumentando su capacidad de carga).

A la izquierda de este punto, se puede observar, que la capacidad de la bomba, excede a la demanda del sistema, por lo que si el proceso lo requiere y el usuario lo acepta, el conjunto sistema-bomba, puede ser operado en esa zona, utilizando alguno de los dos caminos siguientes:

- 1.- Instalando una válvula de control de flujo en la descarga de la bomba, de tal manera que al estar cerrándola, se vaya incrementando la demanda de carga del sistema, por pérdidas de fricción, con lo cual se lograría escalonar la curva del sistema.

- 2.- Utilizando un accionador de velocidades variable para mover a la bomba, con lo cual, modificando la velocidad de la bomba, se pueden modificar las características de la curva "*Gasto-Carga*" de la bomba.

Debido a que la bomba operará solamente en un punto de su curva específica; y que ese punto es precisamente el de intersección con la "*Curva del Sistema*", es muy importante el definir con precisión el punto de operación deseado, en el que el sistema opera realmente y en cuya definición se basará totalmente la selección hidráulica del tamaño de la bomba a utilizar.

Cualquier fabricante, una vez seleccionado el "Tipo" de bomba, procede a definir su tamaño, procurando ofrecer siempre aquella en que el punto de operación solicitado se ubique con respecto a la curva específica de la bomba en eficiencia máxima ó bien cerca de ella, con el fin de lograr una ventajosa selección.

Lo anterior, pierde totalmente validez en la operación real, si el punto definido como de "operación" (por el usuario) para selección, resultará considerablemente diferente al real, bien sea debido a errores en sus cálculos de obtención, ó bien a "protecciones" definidas durante la etapa de proyecto y selección de equipo.

CAPÍTULO V.

SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS .

V.1.- Criterios de Selección.

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 ó 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 unidad específica.

Las bombas se eligen generalmente, por uno de tres métodos:

1.- El cliente suministra detalles completos a uno ó más fabricantes, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que permanezcan 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 de características.

3.- Se usa una combinación de estos dos métodos para llegar a la selección final.

La selección del fabricante se usa para bombas grandes en aplicaciones con condiciones poco usuales, y en casos en que el Ingeniero no tenga tiempo o no desee efectuar él mismo la elección de la bomba. Aun cuando esto parece relevar al Ingeniero de mucha de la responsabilidad de la elección de la bomba, 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.

4.- La tabla siguiente 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 equivocada ó errónea, debido a que el Ingeniero que elige la unidad puede hacer suposiciones falsas.

TABLA V.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 ó salada, ácida ó alcalina, aceite gasolina, lodo ó pulpa de papel.
 - b). Frío ó caliente; y si es caliente, a qué temperatura. Cuál es la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.
 - c). Cuál es su densidad.
 - d). Es viscoso ó no.
 - e). Limpio ó libre de materias extrañas ó 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 (%) ó en Kg./metros cúbicos de líquido. Cuál es el material en suspensión.

f). Cuál es el análisis químico, Número de pH, etcétera Cuáles son las variaciones permisibles en este análisis. En caso de ser corrosivo, cuál ha sido la experiencia pasada, tanto con materiales satisfactorios, como no satisfactorios.

3.- Capacidad. Cuál es la capacidad requerida, así como la cantidad máxima y mínima de líquido, que habrá de desarrollar 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 del tubo de succión.

5.- Condiciones de descarga.

a). Cuál es la columna estática. Es constante ó 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 ó intermitente.

8.- Se habrá de instalar la bomba en posición horizontal ó vertical. En este último caso.

a). Es pozo húmedo.

b). Es 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 ó transporte habrán de encontrarse.

11.- Localización de instalación.

a). Localización geográfica.

b). Elevación sobre el nivel del mar.

c). Instalación interior ó a la intemperie.

d). Variación de las temperaturas ambientes.

12.- Existen algunos requisitos ó preferencias marcadas con respecto a diseño, construcción ó características de las bombas.

13.- La propuesta, la mayor parte de los fabricantes combinan su recomendación y proposición, en un sólo documento que se llama una 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 la bomba, curvas de operación con tabulaciones, peso unitario, precio, tiempo de entrega de la bomba después de recibida la orden, y disposiciones ó acuerdos legales con respecto a planos, garantías, instalación de la unidad, fecha de embarque, condiciones de pago, impuestos, seguros, transportes, etcétera.

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.

14.- Cálculos en la elección de una bomba: Básicamente, hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba (sea grande ó pequeña, centrífuga, reciprocante ó rotatoria). Estos pasos son:

14.1.- Un diagrama de la disposición de la bomba y tuberías.

14.2.- Determinar la capacidad.

14.3.- Calcular la columna total.

14.4.- Estudiar las condiciones del líquido.

14.5.- Elegir la clase y el tipo. Por conveniencia en estimaciones rápidas, estos cinco pasos se conocen como: Tamaño, clase y mejor compra.

15.- Demanda de potencia: La potencia requerida para mover cualquier clase ó tipo de bomba puede calcularse como:

$$P = fhs/7620e \quad \text{Ec. 5.1}$$

donde:

P = demanda de potencia en [HP]

f = gasto en [lps]

h = columna total de la bomba en [m de líquido]

s = densidad del líquido.

e = eficiencia de la bomba expresada en [decimales].

Esta ecuación, es adecuada para todos los líquidos con una viscosidad igual a la del agua; para viscosidades distintas úsese la Fig. V.1.

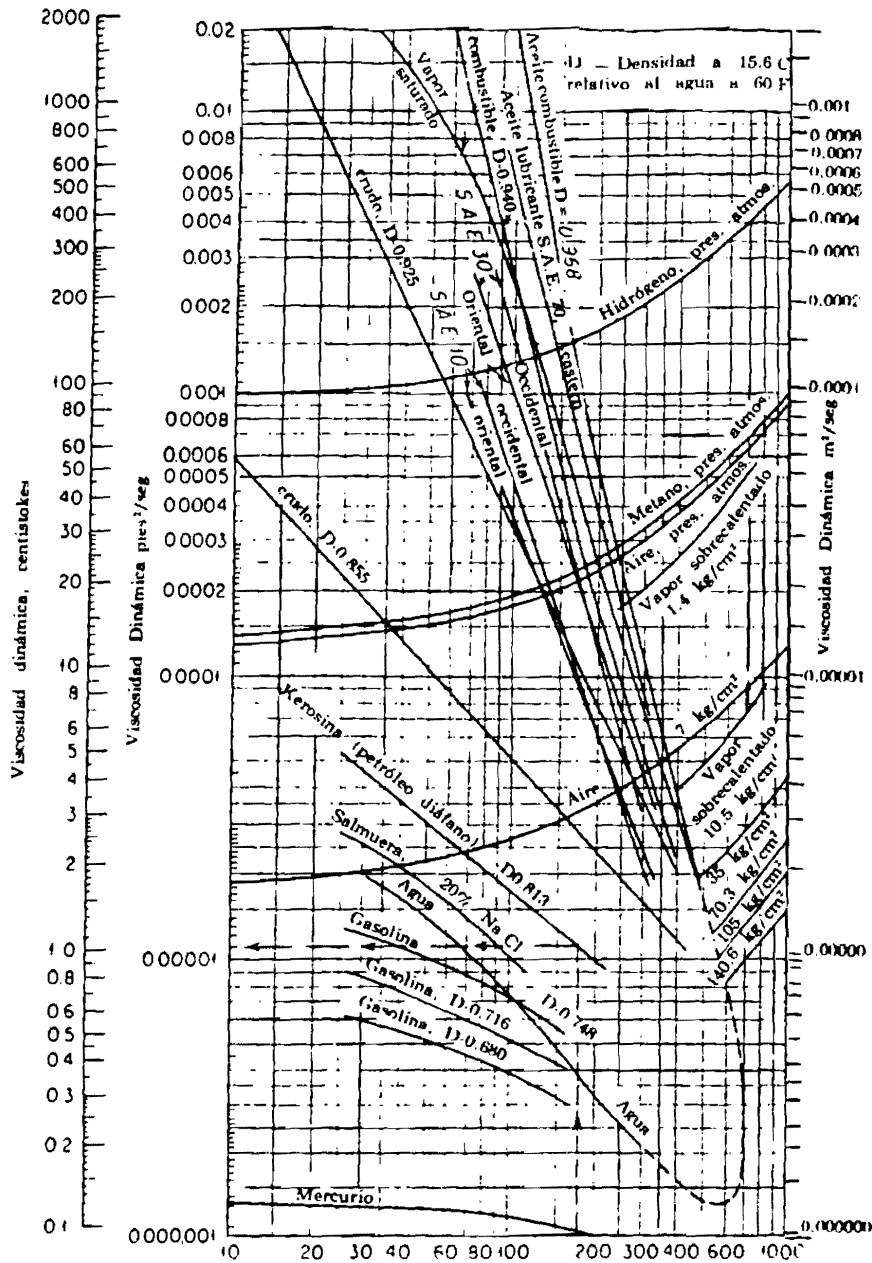


Fig. V.1.- Gráfica de Caballaje para Bombas.

16.- Cambio de Características; el alterar la velocidad ó diámetro del impulsor de una bomba centrífuga, altera las características de la unidad. Existen tres reglas para relacionar el comportamiento de la bomba con el cambio de velocidad y tres para el cambio de diámetro.

Con un impulsor de diámetro constante (1) la capacidad de la bomba varía directamente con la velocidad, (2) la columna varía con el cuadrado de la velocidad, (3) la potencia requerida varía con el cubo de la velocidad. A velocidad constante, (1) la capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor, (2) la columna varía con el cuadrado del diámetro del impulsor, (3) la potencia varía con el cubo del diámetro del impulsor. Estas reglas son reales aproximadamente para todos los tipos de bombas centrífugas.

17.- Coples Flexibles; para elegir un cople flexible para una bomba tiene que conocerse, la potencia que debe transmitir, así como la velocidad de la rotación, el factor de servicios aplicable. Este último punto compensa las cargas por choques y otras variaciones en la potencia de entrada. Los coples vienen generalmente clasificados en caballos por 100 RPM, determinados de:

$$C = 100(PF)/S \quad \text{Ec. 5.2}$$

donde:

C = capacidad del cople, en [HP] por 100 RPM

P = entrada de potencia a la bomba en [HP]

F = factor de servicio del cople

S = velocidad del cople en [RPM]

Los factores de servicio varían de un fabricante de coples a otro, y según el motor que se usa para la bomba.

18.- Velocidad Específica; es una práctica común recomendable, el comprobar la velocidad específica de una bomba propuesta para asegurarse que se encuentra dentro de los límites normales para el tipo de bomba elegido.

V.2.- Curvas de Comportamiento y Hojas de Datos.

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (rotativas y reciprocantes), una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante, puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo de la columna, diseño y succión. Las curvas características (Fig. V.2), muestran la relación existente entre columna de bomba, capacidad, potencia y eficiencia para un tamaño determinado de carcasa.

Es habitual dibujar la columna, potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante, como en la Fig. V.2. Pero en casos especiales, es posible señalar en las gráficas tres variables cualesquiera contra una cuarta. La curva de capacidad de columna, conocida como HQ (Fig. V.2), muestra la relación entre la capacidad de columna total, y puede ser creciente, decreciente, con gran inclinación ó casi horizontal, dependiendo del tipo de impulsor usado y de su diseño. En A en la Fig. V.2, la columna desarrollada por la bomba es de 43.80 m de líquido, capacidad de 67 lps.

A 36.50 m de columna B, la capacidad de la bomba sube a 93.80 lps.

Cuando una bomba se opera a varias velocidades, puede dibujarse una gráfica (Fig. V.3), que muestre el comportamiento completo para una elevación de succión dada.

Para formar este tipo de gráfica, las curvas HQ, 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 cualesquiera condiciones de columna capacidad dentro de los límites de la gráfica.

El primer grupo de curvas características (Fig. V.2), 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. Las curvas de la Fig. V.4, muestran el comportamiento de una bomba con impulsores de varios diámetros. La línea gruesa en la Fig. V.4, encierra el área de aplicación práctica para este diseño particular.

Sin embargo, cuando se tiene a la mano una línea completa de bombas de un diseño determinado, el área fuera de la línea gruesa está generalmente cubierta por otros tamaños. Así puede usarse una gráfica (Fig. V.5), llamada gráfica de características compuestas para dar una idea completa de la columna y capacidad obtenibles cuando se usa una línea determinada. Es práctica común el referirse a una línea de bombas por número de figura ó modelo. La línea gruesa en la Fig. V.5, señala el tamaño de la bomba de la Fig. V.4.

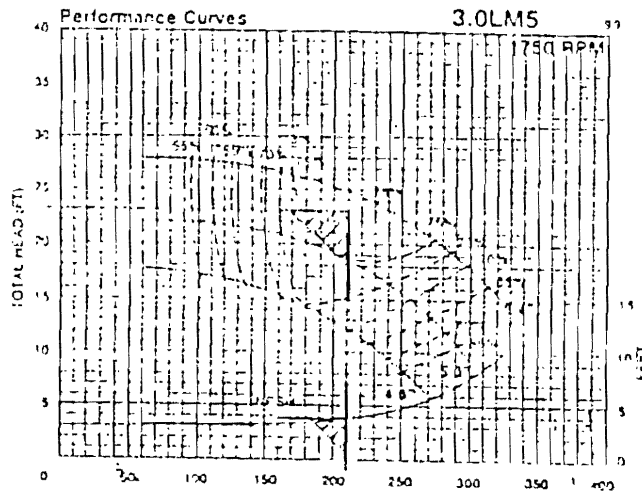
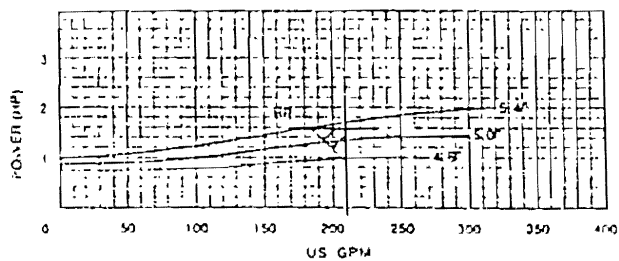


Fig. V.2.- Curvas Características Típicas para una Bomba Centrífuga.



Construction Materials			
Carbon Steel (A15 S)	Shaft	Tungsten Carbide	Shaft Seal
Carbon Steel (A15 S)	Impeller, Impeller Wear Ring, Coupling	Cast Iron	Pump Housing, Motor Shell
Stainless Steel (A304 S)	Guards, Motor, Motor Core	SG Iron	Coupling
Stainless Steel	Impeller, Impeller Wear Ring	EPDM Gasket	Seal, Impeller O-Rings
	Other Materials	Brass	Shaft Seal

Fig. V.3.- Curvas Columna-Capacidad para Distintas Velocidades.

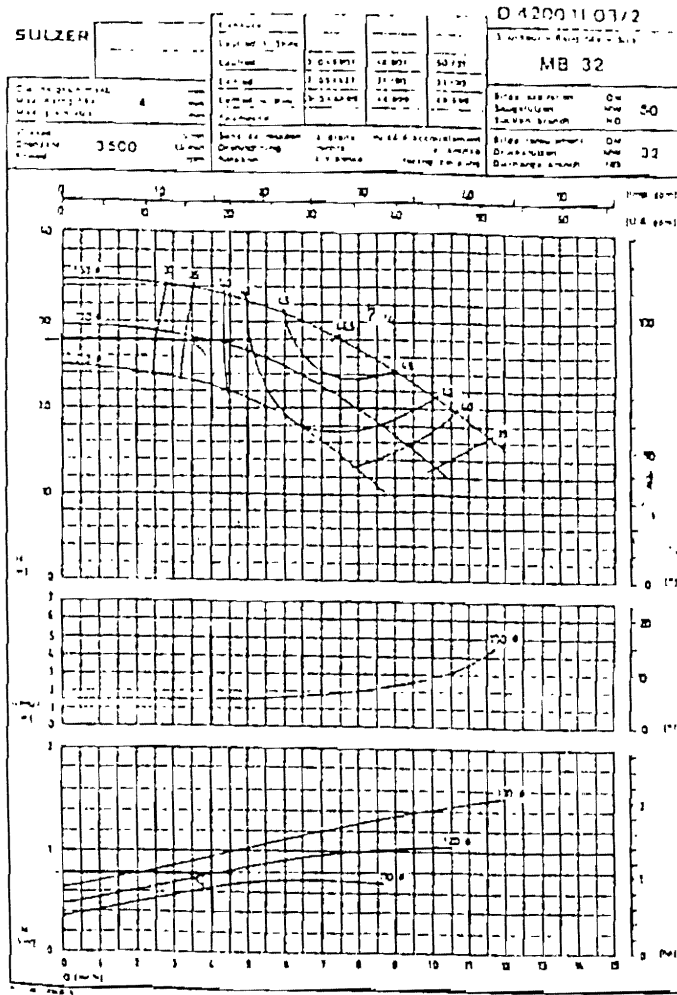


Fig. V.4.- Características de una Bomba para Diferentes Diámetros del Impulsor Dentro de la Misma Cubierta.

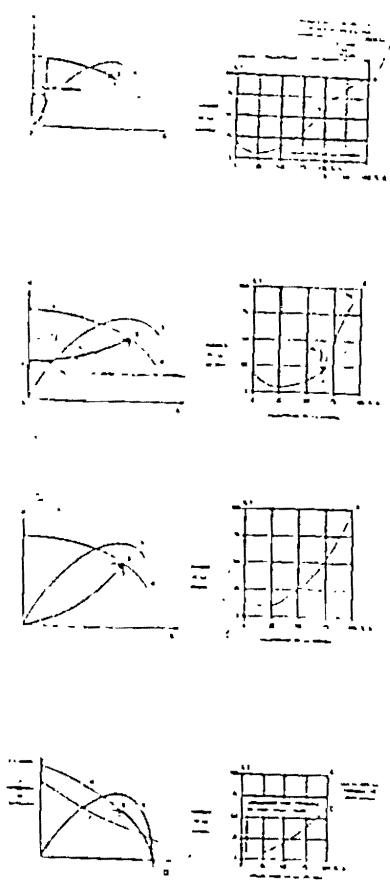


Fig. V.5.- Gráfica de Características Compuestas para una Bomba Centrífuga Típica.

Aún cuando las bombas centrífugas pueden seleccionarse, y generalmente se seleccionan, de tablas de clasificación; las curvas de comportamiento dan una imagen mucho más clara de las características de la unidad a una velocidad dada.

Las curvas de eficiencia, generalmente, se eliminan de una gráfica de características compuestas debido a que es difícil trazarlas. Sin embargo, para objetivos de selección fácil, tales gráficas proporcionan los datos normalmente requeridos (capacidad, columna, tamaño de la bomba y HP del motor). Una vez que se ha elegido el tamaño de la bomba, puede usarse como referencia una curva como la mostrada en la Fig. V.4, para el diámetro del impulsor, eficiencia y otros detalles.

Las Curvas de Columna de Sistema, 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.

Las características generales del comportamiento de las bombas centrífugas están íntimamente relacionadas con la trayectoria del fluido, a través de su impulsor.

Algunas veces, las bombas de flujo axial, las de flujo radial y las de flujo mixto; son consideradas como bombas de diferente tipo. No obstante esto, y a pesar de que entre ellas hay algunas diferencias, todas ellas son básicamente la misma clase de dispositivo. Cuando un fluido va pasando a través del impulsor, éste recibe una velocidad rotatoria; el fluido pasa a la caja estacionaria, donde es reducida su velocidad, incrementándose su presión.

Si la carga requerida es alta en relación a la cantidad de flujo, entonces será necesario un impulsor de flujo radial. Si la carga es baja, en relación con la cantidad de flujo, se requerirá de un impulsor axial. Una manera conveniente para determinar el tipo de flujo requerido en el impulsor, es obtener un número o factor que relacione la velocidad rotacional, la cantidad de flujo y la carga desarrollada por una bomba. Este número, es llamado "*Velocidad Específica*", y puede ser considerado un índice del tipo de impulsor requerido por una bomba para desarrollar el trabajo específico.

$$NS = (RPM)(GPM)^{1/2} / (Ft)^{3/4} \quad \text{Ec. 5.3}$$

La ecuación anterior, se conoce como "*Velocidad Específica*".

La experiencia ha mostrado, que los impulsores de flujo radial se necesitan para bajas velocidades específicas, los de flujo axial para altos valores de NS y los de flujo mixto para valores intermedios, por una Tabla que relaciona la velocidad específica con el tipo de impulsor. Los diseños de impulsores mostrados en ella, varían gradualmente, según los requerimientos.

La siguiente tabulación muestra tres diferentes condiciones de operación, la velocidad específica calculada a partir de los requerimientos y el tipo de impulsor que debería ser usado para obtener la mejor eficiencia para operar en esas condiciones:

CASO	GPM	CDT	RPM	NS	TIPO DE IMPULSOR
A	200	100	1760	786	FLUJO RADIAL
B	3000	100	1760	3050	FLUJO MIXTO
C	1000	10	1760	9900	FLUJO AXIAL

La capacidad de una bomba centrífuga cambia con los requerimientos de carga impuestos por el sistema. La relación de carga a capacidad, está mostrada en una curva característica de comportamiento.

La velocidad específica de la bomba, debe ser calculada en las condiciones de diseño de la bomba, hacerlo de otra forma, no tendría significado.

La carga y potencia a válvula cerrada, en relación con los valores del punto de diseño, varían con la velocidad específica. Las unidades de baja velocidad específica (flujo radial) tienen una potencia a válvula cerrada menor que en el punto de diseño; por ello, es que se recomienda arrancar estas unidades a válvula cerrada.

Las bombas de flujo mixto, tienen una potencia igual ó mayor en válvula cerrada que la que se demanda en el punto de diseño. Las bombas de flujo axial, de alta velocidad específica presentan requerimientos de potencia en válvula cerrada, que es dos o tres veces mayor a la que se demanda en el punto de diseño. Ambos tipos de unidades deben ser arrancadas con la válvula, lo más abierta posible.

Los motores deben suministrarse para cubrir suficientemente la demanda de potencia en cualquier punto de operación de la unidad. Debiendo incluso, evitar cualquier operación riesgosa de la unidad en la que el accionador pudiera llegar a ser dañado debido a requerimientos excesivos de potencia, incluyendo cierres accidentales de la válvula de descarga en bombas de flujo axial ó disminuciones severas de la demanda de carga, que permitiera a una bomba radial trabajar con un alto gasto. Los valores típicos a válvulas cerradas, se muestran en la siguiente tabla:

VALORES A VÁLVULA CERRADA
COMO % DEL PUNTO DE DISEÑO

NS	TIPO DE FLUJO	CARGA	POTENCIA
500-1800	RADIAL	90-115	50-75
1800-8000	MIXTO	130-200	100-180
8000-1500	AXIAL	200-300	200-300

V.3.- Leyes de Afinidad.

Conociendo la característica de una bomba que trabaje a la velocidad "n", puede obtenerse con gran facilidad y detalladamente, la característica que corresponde a una velocidad cualquiera "n", a partir de la velocidad "n" se puede tener la siguiente relación:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left\{ \frac{n_1}{n_2} \right\}^2 \quad \text{Ec. 5.4}$$

Las alturas manométricas y los caudales varían en forma parabólica, mientras que los triángulos de velocidad y las condiciones generales de flujo permanecen geoméricamente invariables. La potencia absorbida es proporcional al producto Q-H, y como el rendimiento permanece prácticamente constante para condiciones hidráulicas iguales, es válida, dentro de ciertos límites, la ecuación siguiente:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left\{ \frac{n_1}{n_2} \right\}^3 \quad \text{Ec. 5.5}$$

V.4.- Correcciones por Viscosidad.

El proceso de bombeo puede definirse, como la "Adición de energía a un líquido para transportarlo de un punto a otro, por medio de un accionador".

La efectividad de esta conversión de energía, depende inicialmente del diseño correcto de las bombas para un uso específico. No obstante, la correcta selección del equipo es el complemento a una operación libre de problemas.

Algunos factores externos al equipo que afectan su operación son las propiedades físicas del fluido manejado, esto es:

1.- Gravedad específica (en la potencia al freno).

2.- Viscosidad (en la capacidad, carga dinámica, eficiencia y potencia al freno).

Actualmente, el bombeo de productos derivados del petróleo, es de gran importancia, existiendo la necesidad de manejar fluidos con viscosidades más altas que las del agua.

Esto ha hecho necesaria la investigación de medios para conocer el comportamiento de las bombas centrífugas; cuando se utilizan en este tipo de servicios, partiendo del conocimiento de su comportamiento con agua.

Se pueden clasificar los líquidos en Newtonianos y los No-Newtonianos; considerando las siguientes características:

A). Newtonianos.- No son afectados por la magnitud y tipo de movimiento, a los cuales están sujetos y siguen las siguientes características:

A.1). La viscosidad es independiente del gradiente de velocidad ó de corte (Fig. V.6).

A.2). El esfuerzo de corte es directamente proporcional al gradiente de corte ó velocidad (Fig. V.7).

B). No-Newtonianos.- Se clasifican a su vez en los siguientes tipos:

B.1). Dilatantes.- Son aquellos fluidos en los cuales la viscosidad aumenta a medida que son agitados.

B.2). Plásticos.- Son caracterizados por contar con un "punto de cedencia", el cual debe ser excitado para empezar a fluir, después de lo cual la viscosidad disminuye, con un aumento en agitación.

B.3). Pseudo-plásticos.- No tienen "punto de cedencia", su viscosidad "aparente" disminuye con el aumento de esfuerzo de corte (ó agitación).

B.4). Tixotrópicos.- Estos líquidos muestran una disminución en su viscosidad, debido a un incremento en la agitación y pueden ser reversibles (cuando recuperan su viscosidad al cesar los esfuerzos de corte) e irreversibles (cuando al cesar los esfuerzos de corte su viscosidad es menor que la original).

B.5). Reopécticos.- La viscosidad de estos líquidos, aumenta cuando están sujetos a un gradiente de corte constante; pero cuando este esfuerzo cesa y después de un tiempo de reposo, su viscosidad disminuye nuevamente.

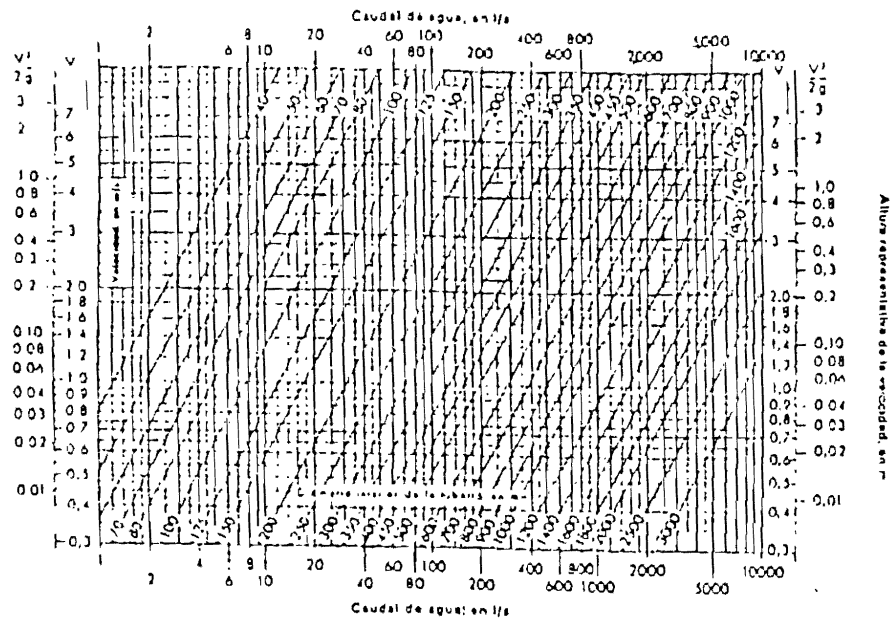


Fig. V.6.- Gráfico de Viscosidad.

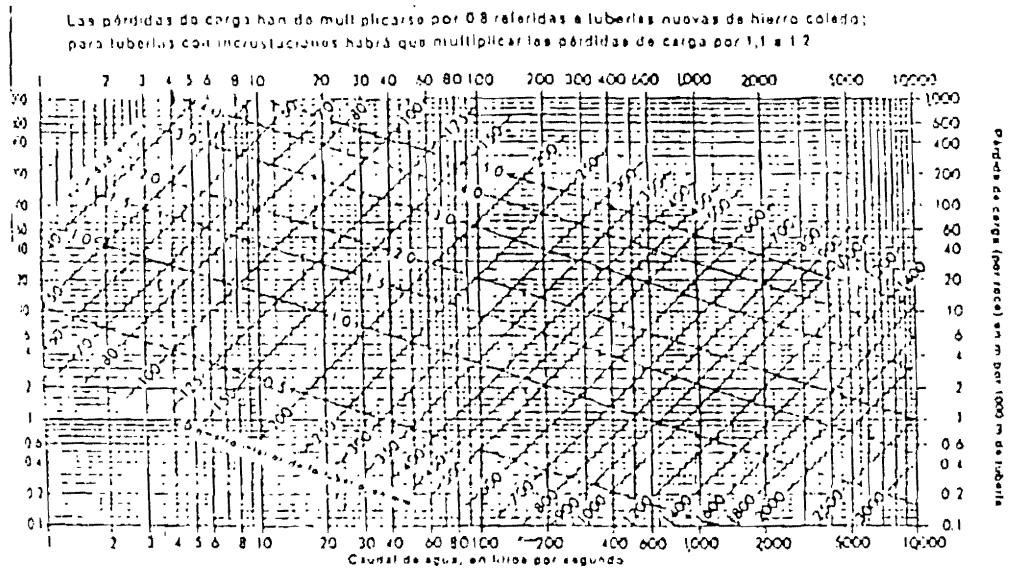


Fig. V.7.- Gráfico de Esfuerzo de Corte.

Es importante establecer el comportamiento de una bomba manejando líquidos viscosos por deducciones puramente teóricas, aún cuando su comportamiento con agua sea conocido. De análisis y estudios realizados, se ha encontrado que la relación entre capacidad y carga a velocidad constante, con diferentes viscosidades, producen diferentes curvas capacidad-carga. Así mismo, se han encontrado guías importantes, para correlacionar los datos de pruebas para líquidos de varias viscosidades y proporcionando medios para predecir el comportamiento de las bombas centrífugas cuando se conoce su comportamiento con agua.

Se pueden establecer los siguientes criterios:

1.- Leyes de Afinidad.- Se mantienen para las viscosidades, pero con menos exactitud que con agua. Esto significa que cuando la velocidad varía, la capacidad varía directamente con la velocidad, y la carga varía directamente con el cuadrado de la velocidad.

Generalmente, la eficiencia es mejor a altas velocidades; por lo tanto la velocidad aumenta, el BHP aumenta casi proporcionalmente con el cubo de la velocidad y la carga incrementa más que el cuadrado de la velocidad. Cuando la velocidad es variada, la velocidad específica en el punto de mejor eficiencia, permanece constante, durante el bombeo de líquidos viscosos.

2.- A velocidad constante, la curva capacidad-carga decrece, a medida que la viscosidad aumenta, de modo que la velocidad específica permanece constante. Lo anterior es importante, para estimar el punto de máxima eficiencia cuando se bombea un líquido viscoso, sólo se requiere un factor de corrección experimental, el otro seguirá la relación anterior.

3.- A velocidad constante y viscosidad variable, la curva capacidad-carga disminuye a medida que la velocidad aumenta, pero la carga a capacidad cero permanece constante, resultando en una curva más pronunciada para viscosidades altas.

Por lo tanto, puede generalizarse que la carga a "Shut-Off", no depende del ángulo de descarga del impulsor, ni de la viscosidad del líquido. Sin embargo, este es afectado apreciablemente por la carcasa de la bomba, sobre todo cuando, se manejan líquidos viscosos. Por ejemplo, si el diámetro del impulsor es bastante pequeño para la carcasa de la bomba y existe, un claro grande entre la periferia del impulsor y la lengüeta de la voluta, la carga a válvula cerrada, será más baja para viscosidades más altas, y la caída de carga en el punto de máxima eficiencia será más grande que para el mismo impulsor en una carga normal.

Lo anterior es debido a que el impulsor, no puede mantener una velocidad normal de distribución en la carcaza, debido a que mucho del corte del fluido toma lugar en la periferia del impulsor y esto resulta en una carga generada más baja.

Por otro lado, sí un impulsor manejando un líquido viscoso es ajustado bastante cerca de la lengüeta de la voluta se formará un exceso de carga más alta que con agua a bajas capacidades, debido al arrastre viscoso. Se ha observado en bombas de baja velocidad específica con impulsores cerrados, que la carga, aún en el punto de máxima eficiencia, aumentará arriba de aquella para agua por un ligero incremento de viscosidad, antes de que la carga empiece a caer.

Esto es causado por el hecho, que un ligero incremento en viscosidad suprime la circulación relativa dentro de los canales del impulsor; suficientemente para incrementar la carga generada más que la que es necesaria para compensar el incremento de pérdidas hidráulicas a través de la bomba.

Con impulsores abiertos, por causa de la ausencia de una de las cubiertas del impulsor, dichos efectos no han sido notados. En impulsores de alta velocidad específica, las cubiertas son relativamente pequeñas y los impulsores anchos, por lo tanto, dicho efecto es despreciable.

4.- Para una viscosidad constante y velocidad variable, la eficiencia en el punto de máxima eficiencia aumenta proporcionalmente al aumento de la velocidad de rotación.

5.- Cuando se bombean aceites viscosos la potencia al freno aumenta la misma cantidad para un amplio rango de capacidad, este incremento es el reflejo del incremento de pérdidas de fricción en el disco.

Es importante hacer notar que, la potencia al freno aumenta con la viscosidad. Esto significa que, aunque la carga y la capacidad caen con la viscosidad, la eficiencia disminuye más rápidamente que el producto de la carga y capacidad.

Actualmente, para estimar el comportamiento de las bombas centrífugas, se utilizan las cartas aprobadas por el Instituto de Hidráulica; las cuales son utilizadas por casi todos los fabricantes de equipo de bombeo.

Las cartas fueron preparadas con datos experimentales contenidos por medio de pruebas, pero estas curvas de corrección no son exactas para algunas bombas en particular.

En el caso de que se desee información exacta del comportamiento de una bomba manejando líquidos viscosos, se deberán realizar pruebas de comportamiento con el fluido a manejar.

Existen algunas limitaciones y aclaraciones en el uso de las cartas de corrección, y son:

1.- No extrapolar más allá de los límites de corrección mostrados, ya que se podrían obtener resultados equivocados.

2.- Utilizarlas sólo para bombas de diseño hidráulico convencional, en el rango de operación normal, con impulsores abiertos ó cerrados. No utilizar las cartas de corrección para bombas de flujo mixto ó axial ó para bombas de diseño hidráulico especial, para líquidos uniformes ó no viscosos.

3.- Utilizarlas sólo donde haya NPSH disponible adecuado, con el objetivo de evitar cavitación.

4.- Utilizar las cartas de corrección, sólo con líquidos Newtonianos.

5.- En bombas de pasos múltiples, hacer las correcciones de viscosidad por paso, dividiendo la carga dinámica total del equipo entre el número de pasos.

CAPÍTULO VI

PROTECCIÓN ELÉCTRICA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.

VI.1.- Características de Instalación, Alineación y Acoplamiento del Equipo de Protección Eléctrica de las Bombas Centrífugas para uso Industrial.

Un instructivo en general, contiene direcciones para las siguientes fases del uso de la Bomba:

- 1.- Instalación para servicio máximo con un mínimo de desgaste y costos.
- 2.- Ajuste y operación para funcionamiento óptimo.
- 3.- Mantenimiento y reparación cuando se necesita.

Como los instructivos intentan ayudar a mantener la maquinaria eficiente y disponible constantemente, siempre deberán estar al alcance del siguiente personal:

- a). Personal de construcción responsable de la instalación.
- b). Operadores que usan el equipo y hacen inspecciones y pruebas periódicas.
- c). Personal de mantenimiento que repara y da servicio al equipo.
- d). Ingenieros que determinan el uso adecuado del equipo.

Los criterios para la correcta instalación de una Bomba se dan a continuación:

1.- Preparación para Empaque.- El procedimiento general para la preparación de Bombas para embarque después de fabricadas es prácticamente idéntico con todos los fabricantes. Todas las bridas y partes metálicas terminadas expuestas se limpian de materiales extraños y se tratan como un compuesto anticorrosivo como grasa, vaselina o aceite grueso. Para protección durante el embarque y la instalación, todas las bridas y aberturas de tubería y boquillas se protegen con bridas de madera o con tapones de metal enroscados, que evitan la entrada de suciedad, polvo, humedad o materia extraña. Todas las tuberías pequeñas se limpian y se instalan guardas protectoras si es necesario.

Generalmente, el accionador se entrega al fabricante de la Bomba, donde se arma y alinea con la bomba en una base común. La placa de base se perfora para montar el accionador, pero la colocación fija final puede hacerse, si se requiere, en el campo después del alineamiento final. Cuando el tamaño y el peso lo permiten, la unidad se embarca ya armada; es decir, como el accionador y la bomba en la base. Sin embargo, algunas veces los accionadores de tamaño muy grande se embarcan para montarse directamente en el campo. Entonces se tendrá que taladrar la base en el lugar de trabajo.

Algunas veces es impráctico embarcar la bomba montada en su base, como cuando las boquillas de succión y descarga están colocadas verticalmente hacia abajo y sobresalen una distancia apreciable abajo de la placa de la base, o si existen limitaciones de tamaño o de peso. Estas bombas deben embarcarse por separado o voltearse hacia abajo y asegurarse temporalmente a la base.

2.- Cuidado del Equipo en el Campo Antes de Usarlo.- El equipo deberá inspeccionarse y verificarse contra el talón del embarque inmediatamente que se recibe el envío. Cualquier daño o faltante se deberá informar al agente local de la Compañía Transportadora.

Si se recibe el equipo de bombeo en el lugar de destino antes de que se pueda usar, se deberá almacenar inmediatamente en un lugar seco. Las bridas y acabados protectores deberán permanecer en las bombas. Los cojinetes y acoplamientos deberán protegerse cuidadosamente de la arena, polvo u otra materia extraña y el rotor de la bomba deberá girarse a mano a intervalos frecuentes para evitar que se oxide o se pegue.

Algunas veces durante el almacenamiento, un rotor se pegará ligeramente. Para despegarlo se deberá sacar o desarmar el cojinete de empuje y se deberán aflojar los vertederos de aceite, protectores u otras partes que puedan restringir el movimiento del extremo. Moviéndolo una cuantas veces se despegará de los anillos de desgaste o de donde se haya pegado en los espacios libres móviles interiores.

Si una bomba se tiene que almacenar por largo tiempo, se requieren precauciones más completas. Se deberá secar el interior de la bomba cuidadosamente con aire caliente o un dispositivo productor de vacío para evitar que se oxiden las partes internas. Una vez libre de humedad se deberá llenar la bomba con un líquido protector, como aceite ligero, kerosene o anticongelante. Todas las partes accesibles como cojinetes y acoplamientos, deberán desarmarse, secarse y cubrirse con vaselina o aceite grueso libre de ácido, después de lo cual deberán etiquetarse apropiadamente, envolverse y colocarse en cajas para evitar contacto metal a metal y guardarse.

Si se ha utilizado un preventivo de oxidación en las partes almacenadas, éstas deberán limpiarse completamente antes de su instalación final. Se debe tener un gran cuidado para asegurarse que se han eliminado todas las trazas de recubrimiento protector, y se han relubricado los cojinetes.

3.- Reglas Generales para Localización de Bombas.- Las bombas que se instalan en interiores, en lugares mal alumbrados y ventilados y sin amplitud, o donde se acumula polvo y humedad, están situadas inadecuadamente para desarmarlas y repararlas; se descuidarán y tanto la bomba como el acondicionador se podrán dañar. Las bombas se deberán instalar en lugares alumbrados, secos y limpios siempre que sea posible.

Siempre se debe dejar espacio suficiente para desarmar la bomba; es decir, se debe contar con bastante espacio arriba de las bombas horizontales con cubiertas axialmente divididas, para que la mitad superior de la cubierta se pueda levantar dejando libre el rotor. Algunas bombas de alta presión están radialmente divididas, y su rotor se saca longitudinalmente.

Se debe tener espacio para poder sacar el rotor sin inclinarlo, para bombas grandes con cubiertas y rotores pesados, se debe proveer sobre la localización de la bomba una grúa viajera o facilidades para armar un malacate. Si el espacio es crítico desde la selección del equipo debe tomarse en cuenta esta limitación y optar, en la medida de lo posible, por equipos verticales (si es el caso). Cuando el equipo de bombeo deba usarse a niveles en los cuales es posible una inundación, se pueden tomar dos clases de medidas:

- 1.- Se puede utilizar una bomba vertical de cárcamo.
- 2.- Se deben proveer bombas auxiliares de achique de foso lleno.

En instalaciones normales las bombas deberán localizarse tan cerca como sea posible de la fuente del suministro del líquido. Cuando sea conveniente, la línea de centro de la bomba deberá colocarse abajo del nivel del líquido del depósito de succión. Siempre se deben seguir las recomendaciones del fabricante sobre las condiciones de succión. Con la mayoría de la unidades de bombeo, se obtiene servicio más satisfactorio cuando se suministra un cimiento rígido.

VI.2.- Arranque.

Las bombas centrífugas, pueden arrancarse de cuatro modos diferentes a saber, en cuanto al torque demandado, y éstos son:

1.- Arranque Contra Válvula Cerrada.- La fig. VI.1. muestra la forma en que se arranca una bomba utilizando el Método de Arranque Contra Válvula Cerrada. Cuando tiene comparativamente altos rangos de operación, la bomba debe arrancar con un flujo mínimo permitido por la válvula de descarga semiabierta, esto debido al riesgo de que el líquido pueda evaporarse dentro de la bomba. Tan pronto como la velocidad de operación sea alcanzada, la válvula de descarga debe abrirse. Este Método es posible solamente en bombas con baja velocidad específica, en donde la potencia de entrada y el torque con la válvula cerrada son menores que en el punto real de operación.

2.- Arranque Contra Válvula de Retención Cerrada y con Válvula de Descarga Abierta.- La fig. VI.2. muestra cuando arranca la bomba. La válvula de retención abre en el punto A, es en ese momento cuando la contrapresión contra la válvula es alcanzada. El desarrollo de la salida, por ejemplo, el caudal y la presión se elevan a su punto de operación a través de la curva del sistema en función de la velocidad.

3.- Arranque con la Válvula de Descarga Abierta, pero sin Carga Geodésica.- La fig. VI.3 muestra esta característica; aquí, la curva del torque es una parábola hasta el punto de operación B, considerando que el tubo es corto y que el tiempo necesario para acelerar la columna de agua coincide con el tiempo de arranque de la bomba.

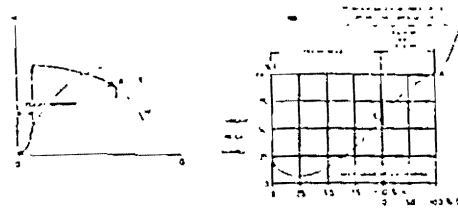


FIG. VI.1 ARRANQUE CONTRA VALVULA CERRADA

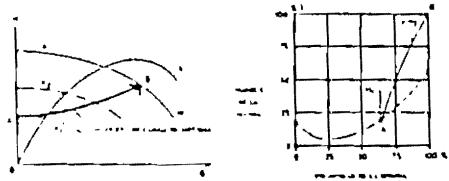


FIG. VI.2 ARRANQUE CONTRA VALVULA DE RETENCION CERRADA Y CON VALVULA DE DESCARGA ABIERTA

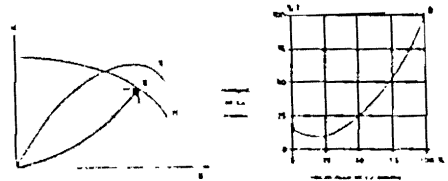


FIG. VI.3 ARRANQUE CON LA VALVULA DE DESCARGA ABIERTA PERO SIN CARGA GEODESICA

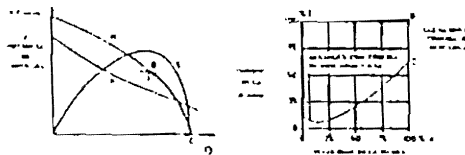


FIG. VI.4 ARRANQUE CON VALVULA DE DESCARGA ABIERTA Y TUBERIA DE DESCARGA SIN LIQUIDO

Fig. VI.1, VI.2, VI.3 y VI.4.- Donde se Muestran los Diferentes Tipos de Arranque de las Bombas Centrífugas.

4.- Arranque con Válvula de Descarga Abierta y Tubería de Descarga sin Líquido.- Las bombas con alta velocidad específica, son principalmente arrancadas con la tubería de descarga vacía. Una contrapresión debe ser establecida tan pronto como sea posible, incluso si es necesario, estrangular la válvula de descarga para prevenir que la bomba trabaje demasiado en un rango donde exista el peligro de presentarse el efecto de cavitación . La fig. VI.4 muestra este Método de arranque de bombas. Arrancar bombas de este tipo con tuberías llenas es posible mediante el uso de válvulas de paso (bypass).

VI.3.- Operación y Mantenimiento del Motor Eléctrico.

En el terreno de la práctica y por razones obvias, es normal que previo a la instalación del equipo se efectúe un estudio y revisión del mismo. Los motores eléctricos no son la excepción, si bien ha de conocerse que las reglas a seguir son bastante claras y muy importantes, ya que de llevarse a efecto, se obtendrá una prolongada, correcta y económica operación.

1.- Recepción del Motor.- Revisar el motor con cuidado y asegurarse que no sufrió daño alguno durante su embarque y transporte, cerciorarse de que la flecha se mueve libremente, haciéndola girar con la mano. La capa protectora contra oxidación y corrosión con que va cubierta la extensión de la flecha, puede eliminarse tomando las medidas de seguridad correspondientes con la aplicación de un solvente como: Thiner, gasolina, petróleo o cualquier otro similar. Comprobar que los datos de placa correspondan a la tensión y frecuencia de la red de energía eléctrica con que va a ser alimentado el motor. Efectuar cuidadosamente las conexiones en las terminales, siguiendo las instrucciones indicadas en la placa descriptiva.

2.- Instalación del Motor.- El motor debe instalarse en un lugar donde se tenga libre flujo de aire, aún en aquellos casos donde se requiera usar alguna caseta o pantalla protectora. La temperatura ambiente deberá exceder los 40° C al nivel del mar ó de 30° C a una altura máxima de 2280 m.s.n.m. El motor deberá montarse sobre una cimentación rígida, procurando que asiente perfectamente la base y fijándolo por medio de tornillos o pernos del diámetro permisible por los barrenos de la base. Un montaje defectuoso puede motivar:

- a). Vibración excesiva.
- b). Ruido.
- c). Corrientes altas.
- d). Operación a altas temperaturas.
- e). Fallas de baleros.

Es de primera importancia saber las necesidades de montaje, el tipo de trabajo a efectuar y la instalación del caso en particular. Todos los motores horizontales, pueden ser sometidos a operación vertical previa indicación a la fábrica. En algunos casos, y debido a lo específico de la operación, será necesario cambiar baleros. En la mayoría de los motores horizontales de baja capacidad es permisible (sin ningún cambio) poder operarlos en posición vertical con la flecha hacia arriba o hacia abajo siempre que el peso de la polea, cople, engrane o similar no exceda el peso del rotor.

Los motores para operación horizontal que sean destinados a transmisión por banda (cualquier tipo de banda), cadena o similar, podrán ser montados en rieles tensores, para que de acuerdo a las necesidades, pueda ajustarse a la tensión correcta, de igual forma, deberá tenerse mucha precaución al alinear las poleas, engranes, piñones o similar(es); ya que, cualquier desalineamiento provocará incrementos en la carga radial, disminuyendo la vida de los baleros. Para acoplamiento directo, ver lo concerniente a alineación defectuosa.

El mantenimiento de los motores se reduce a lo siguiente:

1.- Limpiar y/o Sopletear con Aire Limpio y Seco.- A una presión menor de 3 kg/cm cuadrado, la superficie del motor, así como sus partes internas (en motores abiertos). En el caso de motores que estén expuestos a goteo o salpicadura de agua, líquidos corrosivos o compuestos químicos, deberá efectuarse la limpieza con mayor frecuencia.

- 2.- revisar montaje y alineación.
- 3.- Efectuar mediante un reporte periódico, lecturas de corriente y potencia de entrada.
- 4.- Verificar que la operación de los baleros sea sin ruido o vibraciones para los motores con baleros reengrasables; seguir las instrucciones según el número de horas de trabajo, así como el tipo de grasa indicada en el motor.

2.- Operación y Mantenimiento del Cople.- Un acoplamiento es un mecanismo que se utiliza en la transmisión de potencia mecánica, para conectar dos flechas en movimiento de rotación. Existe en el mercado una gran variedad de acoplamientos, pero básicamente éstos se pueden clasificar en dos tipos:

- a). Acoplamientos Rígidos.
- b). Acoplamientos Flexibles.

Los acoplamientos flexibles se clasifican también, según su construcción y el tipo de elementos que utilizan para transmitir la potencia en:

- Acoplamientos torsionalmente flexibles.

- 1.- Coples que utilizan partes metálicas flexibles (coples de rejillas).
- 2.- Coples que no utilizan partes metálicas (coples con elementos de hule).

- Acoplamientos no-torsionalmente flexibles.

- 1.- Coples que utilizan partes metálicas (coples de laminillas).
- 2.- Cople de cadena.
- 3.- Cople de engranes.
- 4.- Coples que usan sistemas o partes deslizantes (cople hidráulico, embrague).

Los acoplamientos flexibles tienen las siguientes funciones:

- 1.- Transmitir el par torsional.
- 2.- permitir movimientos axiales de las flechas conectadas.
- 3.- Permitir desalineamiento angular y paralelo.
- 4.- Evitar cargas adicionales a cojinetes y a los apoyos de las máquinas conectadas.
- 5.- Absorber y compensar cargas por choques y fuertes variaciones del par torsional.

El mantenimiento del acoplamiento tiene como objetivo, que el acoplamiento esté en buenas condiciones de operación, dentro de sus especificaciones de diseño. De acuerdo al modo de actuar de un Departamento de Mantenimiento, ya sea anticipadamente o después de que se produce una falla, el mantenimiento se divide en:

1.- Preventivo.- Consiste en detectar con anticipación la posible falla, y adoptar las disposiciones necesarias para evitar que éstas se produzcan. Así, por ejemplo: Cuando un cople es cambiado frecuentemente, deberá analizarse el por qué de estos cambios, ya que pueden ser ocasionados por:

- a). Una mala instalación (desalineamiento de origen).
- b). Lubricación deficiente (en los coples que la requieran).
- c). Acoplamiento inadecuado (operación en rangos superiores al del diseño).

Para tener la seguridad de un buen funcionamiento de un acoplamiento, es necesario que el mantenimiento preventivo sea:

- Periódico (diario, semanal, mensual; según se especifique y requiera).
- Cíclico (mensual).
- Programado (semestral o anual).

En el mantenimiento preventivo periódico, se tendrá que revisar la lubricación del acoplamiento, y las vibraciones mayores a las normales. En el mantenimiento preventivo cíclico, se tendrá que verificar la firmeza de la tornillería de apriete del cople. En el mantenimiento preventivo anual, se verificará el buen estado de los acoplamientos, y que el alineamiento de éstos, esté dentro de las tolerancias permitidas.

2.- Predictivo.- Es el que predice la necesidad de cambiar las refacciones críticas de los acoplamientos, teniendo como base la determinación de la vida útil del conjunto de elementos que lo forman, antes de que éstos sufran un desperfecto. Por lo que este tipo de mantenimiento, requiere llenar una estadística del tiempo trabajado de cada cople y tener las refacciones con oportunidad.

3.- Correctivo.- Consiste en la reparación de las fallas que se presentan sin previo aviso. Estas fallas pueden ser originadas por:

- Mal alineamiento (de origen en el montaje).
- Mal mantenimiento (falta de lubricación, negligencia, etcétera).
- Mala operación del cople (explotación inadecuada).

Por lo tanto, una selección correcta del acoplamiento y un buen mantenimiento, asegurarán una operación continua de los equipos conectados.

Causas de desalineamiento de las flechas:

- 1.- Error humano.
- 2.- Levantamiento o asentamiento de la cimentación.
- 3.- Desgaste de chumaceras y rodamientos.
- 4.- Expansión térmica.
- 5.- Esfuerzos externos inducidos al sistema.
- 6.- Deflexión de las flechas.
- 7.- Desbalanceo dinámico.

Dado que el desalineamiento de las flechas, aunque sea pequeño es inevitable; las fallas debidas al desalineamiento de las flechas son evitables o compensadas, utilizando acoplamientos flexibles.

Tal como se indicó anteriormente, existen dos tipos básicos de alineamientos:

- 1.- El angular.
- 2.- El radial.

Existen dos métodos para alinear coples y son:

- 1.- Lainómetro.
2. Indicador.

En ambos se efectúan, cuatro operaciones de alineamiento. Sólo cuando se efectúan en el orden correcto estas operaciones, se puede proceder a pasos sucesivos de alineación, sin afectar las operaciones ya hechas. Existen cuatro pasos en secuencia para el alineamiento de coples y son:

1.- Alineamiento vertical de caras.- El primer ajuste efectuado para corregir desalineamiento angular, se hace en el plano vertical. Éste se hace por medio de girado de la unidad. El espacio arriba y abajo, se mide con lainómetro, y se hacen ajustes para que las superficies tengan un espacio.

2.- Alineamiento vertical de altura. Este ajuste corrige desalineamiento paralelo en el eje vertical. La unidad se sube sin cambiar su posición angular. La diferencia de altura se encuentra verificando el espacio radial inferior o superior.

3.- y 4.- Alineamiento horizontal lateral y de caras.- Cuando la unidad está en alineamiento vertical, se terminó el uso de linternas. El alineamiento horizontal se hace efectuando operaciones radiales y angulares simultáneamente. La unidad se mueve para lograr alineamiento en las caras y espacios laterales.

Un sello mecánico es un aditamento de precisión, y debe instalarse cuidadosamente en un equipo que esté mecánicamente en buenas condiciones, en un ambiente apropiado a su diseño y debe mantenerse de acuerdo a los procedimientos recomendados.

Muchos diseños de sellos y materiales están disponibles para cumplir las varias condiciones de operación que se encuentran en la industria del proceso. Básicamente; sin embargo, todos los diseños de sellos consisten de tres elementos fundamentales:

1.- Un juego de caras del sello, una cara sujeta al eje y dando vueltas con él, y la otra cara sujeta al equipo.

2.- Un juego de sellos secundarios llamados empaquetaduras del eje, y montajes del inserto tales como anillos "O" y anillos "V".

3.- Componentes, incluyendo anillos de brida, abrazaderas, anillos de compresión, chavetas, resortes y fuelles.

CONCLUSIONES

A manera de conclusiones se pueden dar las siguientes: Debido a la gran variación de tipos, tamaños, partes y diseños de las Bombas Centrífugas, cualquier descripción del uso, selección y mantenimiento debe restringirse a los tipos más comunes de las Bombas Centrífugas.

La amplitud de los conocimientos que debe tener una persona que practique el mantenimiento a las Bombas, depende de las demandas y complejidad del Sistema en el que estén instaladas. En la mayoría de los casos, es suficiente la información completa que se da en el instructivo general sobre la construcción mecánica. Por lo general, el personal de mantenimiento sólo necesita saber las condiciones especificadas para el servicio, que generalmente se dan en la placa de la Bomba.

Ocasionalmente, se requiere también información más completa sobre las características de la Bomba para proporcionar inspección y mantenimiento más adecuados. En estos casos se requiere una Curva de Funcionamiento de la Bomba y si no está incluida en el "*Manual de Instrucciones*", se deberá obtener del fabricante de la Bomba.

Existe una considerable diferencia de opinión en relación con la bondad del procedimiento de reconstruir partes desgastadas como anillos de desgaste ó manguitos de flecha; sin embargo, la experiencia y observación al respecto dicta que en bombas de tolerancias críticas; es decir, de uso especializado, el reconstruir piezas por parte del usuario tiene en muchos casos resultados desastrosos para el equipo. Los problemas de mantenimiento del equipo de Bombeo Centrífugo, varían de sencillos a complicados.

El tipo de servicio para el que la Bomba está destinada, la construcción general de ella, la complejidad relativa de las reparaciones requeridas, las facilidades disponibles en el lugar, y otros factores estarán en la decisión de si las reparaciones necesarias se ejecutan en la instalación ó en la planta del fabricante de la Bomba.

Algunas veces, especialmente, cuando se tiene suficiente equipo auxiliar de relevo, una Bomba que necesite reparación se manda a la Planta del fabricante para reconstrucción completa. De otra manera, las reparaciones ó reconstrucciones se hacen localmente con los mecánicos que prestan sus servicios en las instalaciones del cliente. Cuando es más rápido, los Ingenieros de Servicio de la Planta del fabricante de la Bomba ejecutan la reparación en el lugar del usuario.

No importa con cuánta exactitud se diseñe una Bomba, pueden presentarse ciertas condiciones durante una operación anormal (como cavitación, pérdida de cebado ó choques hidráulicos repentinos), que imponen una vibración momentánea en el elemento giratorio suficiente para causar un ligero contacto con las juntas giratorias. Por la acción de fricción entre dos metales ocurrirá un desgaste, aunque el contacto pueda ser muy ligero para causar raspaduras y que se pegue el rotor con las partes estacionarias.

Puede existir una condición similar si la deformación de la flecha en condiciones estacionarias excede a los espacios libres internos. Esto puede ocurrir aún si la deformación se reduce a menos del espacio libre de operación por la acción de soporte de las juntas internas de espacio libre que actúan como cojinetes estabilizadores adicionales lubricados por el líquido bombeado. En estos casos, ocurrirá un ligero desgaste cada vez que se arranca la Bomba.

La cantidad exacta de desgaste causada por la erosión y los contactos momentáneos no pueden determinarse con exactitud. Entre más rígida sea la construcción de la Bomba; sin embargo, menos causa habrá para esperar desgaste por contacto en los espacios de juego de funcionamiento. Como el juego de trabajo aumenta con el desgaste, una gran parte de la capacidad bruta de la Bomba hace cortocircuito por los espacios libres y tiene que bombearse nuevamente.

La capacidad efectiva ó neta descargada por la Bomba contra una carga dada se reduce en una cantidad igual al aumento del escurrimiento. Mientras que en teoría el escurrimiento varía como la raíz cuadrada de la presión diferencial a través de un espacio libre de juego; y por lo tanto, con la raíz cuadrada de la carga total, es suficientemente preciso suponer que el aumento de escurrimiento permanece constante con todas las cargas. Se deberá incluir siempre cierto margen de capacidad en el diseño para compensar la reducción de capacidad que se puede esperar debido al desgaste del juego interno de movimiento.

ÍNDICE

JUSTIFICACIÓN	1
OBJETIVO GENERAL	2
OBJETIVOS PARTICULARES	3
INTRODUCCIÓN	4
<u>CAPÍTULO I.- GENERALIDADES SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS. CLASIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN ELEMENTAL</u>	7
I.1.- El Concepto de Máquina Hidráulica	7
I.2.- Clasificación de las Máquinas Hidráulicas	8
I.3.- Transformación de la Energía Disponible en el Agua Almacenada	10
<u>CAPÍTULO II.- TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA</u>	16
II.1.- Energía Utilizada y Pérdidas	16
II.2.- Carga Hidráulica Comunicada	20
II.3.- Los Alabes del Impulsor	22
II.4.- Determinación del Tamaño del Impulsor y su Forma	26
II.5.- Principales Problemas de las Bombas Centrífugas	29
II.6.- Curvas Características de las Bombas Centrífugas	33
II.7.- Análisis de las Curvas Características de las Bombas Centrífugas	36
II.8.- Estabilidad de una Bomba Conectada a una Tubería de Característica Dada	41

II.9.- Bombas en Serie	44
II.10.- Bombas en Paralelo	46
II.11.- Definiciones de Diferentes Alturas en una Instalación de Bombeo	52
II.12.- Límite de Aspiración	57
II.13.- Punto de Funcionamiento de una Bomba Centrífuga	58
II.14.- Recomendaciones Esenciales para el Proyecto, Operación y Mantenimiento de una Instalación de Bombeo para uso Industrial	61

CAPÍTULO III.- BOMBAS, CLASIFICACIÓN Y APLICACIÓN ... 69

III.1.- Introducción a las Bombas	69
III.2.- Funciones de un Equipo de Bombeo	73
III.3.- Fundamentos de las Bombas Centrífugas ..	74
III.4.- Clasificación General de las Bombas	75
III.5.- Características Generales	78
III.6.- Campo Hidráulico de Cobertura	80
III.7.- Bombas Centrífugas	81
III.7.1.- Bombas Inatascables	83
III.7.2.- Bombas de Proceso	83
III.7.3.- Bombas de Inyección a Calderas ...	83
III.7.4.- Bombas de Uso General	84
III.7.5.- Bombas de Pozo Profundo	84
III.7.6.- Bombas Regenerativas	84
III.8.- Principales Normas de Fabricación	86
III.8.1.- ANSI	86
III.8.2.- API 610	92

CAPÍTULO IV.- EQUIPOS PERIFÉRICOS EN BOMBAS	
<u>CENTRÍFUGAS</u>	96
IV.1.- Accionadores	96
IV.1.1.- Motores Eléctricos	96
IV.1.1.1.- Motores de Corriente Directa .	97
IV.1.1.2.- Motores de Corriente Alterna .	97
IV.1.1.2.1.- Enclaustramiento .	98
IV.1.1.2.1.1.- Abierto	98
IV.1.1.2.1.2.- Cerrado ...	99
IV.1.2.- Montaje	101
IV.1.3.- Construcción	101
IV.1.4.- Voltajes Recomendados	103
IV.1.5.- Protecciones Integradas al Motor	
Eléctrico	104
IV.1.5.1.- Detectores de Temperatura en	
Devanados y Rodamientos	104
IV.1.5.2.- Detectores de Vibración ...	105
IV.1.5.3.- Detectores de Movimiento	
Axial	105
IV.1.5.4.- Relevador de Sobrecorriente y	
Temperatura	105
IV.1.5.5.- Calefactores de Espacio ..	106
IV.1.5.6.- Supresores de Impulso	106
IV.1.5.7.- Aislamiento y Elevación de	
Temperatura	106
IV.1.5.8.- Factor de Servicio	107
IV.1.5.9.- Accesorios	108
IV.2.- Acoplamientos	108
IV.2.1.- Acoplamientos Rígidos	109
IV.2.1.1.- Acoplamiento de Abrazadera.	109
IV.2.1.2.- Acoplamientos de Compresión.	109

IV.2.2.- Acoplamientos Flexibles	110
IV.2.2.1.- Acoplamientos de Pasador y Amortiguador	110
IV.2.2.2.- Acoplamientos Flexibles Todo Metálicos	110
IV.2.2.3.- Acoplamientos de Flecha Flotante	111
IV.2.2.4.- Acoplamientos de Embrague	112
IV.2.2.5.- Acoplamientos por Impulsor Dual	112
IV.2.3.- Criterios de Selección de Acoplamientos	112
IV.2.3.1.- Consideraciones Primarias de Selecciones	113
IV.2.3.2.- Ventajas que se presentan de los Coples Elastoméricos	114
IV.2.4.- Normas Aplicables	115
IV.3.- Curvas del Sistema	117

<u>CAPÍTULO V.- SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA USO INDUSTRIAL</u>	119
V.1.- Análisis de los Criterios de Selección	119
V.2.- Curvas de Comportamiento y Hoja de Datos	125
V.3.- Leyes de Afinidad	132
V.4.- Correcciones por Viscosidad	133

<u>CAPÍTULO VI.- PROTECCIÓN ELÉCTRICA DE LAS BOMBAS</u>	
<u>CENTRÍFUGAS</u>	140
VI.1.- Características de Instalación, Alineación y Acoplamiento del Equipo de Protección Eléctrica de las Bombas Centrífugas para uso Industrial	140
VI.2.- Arranque	144
VI.3.- Operación y Mantenimiento del Motor Eléctrico	147
<u>CONCLUSIONES</u>	154
<u>ÍNDICE</u>	157
<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	162

BIBLIOGRAFÍA

“BOMBAS CENTRÍFUGAS: SELECCIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO”.

Karassik J. Igor.

Edit. CECSA.

“BOMBAS: SU SELECCIÓN Y APLICACIÓN”.

Hicks G. Tyler.

Edit. CECSA.

“MÁQUINAS HIDRÁULICAS”.

Reyes Aguirre Miguel.

Edit. Alfaomega.

“CENTRIFUGAL PUMP HANDBOOK”.

Sulzer Brother's Limited.

Edit. Sulzer Brother's LTD.

“FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA PARA LA SELECCIÓN E INSTALACIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS”.

Sulzer Hermanos S.A. de C.V.

Edit. Sulzer Freres A.G.

“CURSO I, II Y III. OPERACIÓN, INSTALACIÓN, SELECCIÓN Y MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS”.

ANIBIAC.

Edit. ANIBIAC.