



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

44

ZES

FACULTAD DE INGENIERIA

**HIDRAULICA DE BOMBAS, PARTES CONSTITUTIVAS,
OPERACION Y MANTENIMIENTO.**

FALLA DE ORIGEN

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO CIVIL

Presentan los Pasantes

ALEJANDRO CRUZ MAYA

JAIME GOMEZ GALEANA

MEXICO, D. F.

1995

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-1-084/94

Señores
ALEJANDRO CRUZ MAYA
JAIME GOMEZ GALEANA
Presente.

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M.I. ARTURO NAVA MASTACHE, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrollen ustedes como tesis de su examen profesional de **INGENIERO CIVIL**.

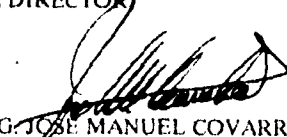
"HIDRAULICA DE BOMBAS, PARTES CONSTITUTIVAS, OPERACION Y MANTENIMIENTO"

- I. INTRODUCCION**
- II. GENERALIDADES**
- III. PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA BOMBA**
- IV. FUNCIONAMIENTO TEORICO**
- V. LAS BOMBAS Y SUS DIVERSAS APLICACIONES**
- VI. OPERACION DE SISTEMAS EN SERIE Y EN PARALELO**
- VII. MANTENIMIENTO**
- VIII. CONCLUSIONES GENERALES**

Ruego a ustedes cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo les recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, a 02 de febrero de 1995.
EL DIRECTOR


ING. JOSÉ MANUEL COVARRUBIAS SOLIS

JMCS/RCR*nl

INDICE

1	INTRODUCCION	2
2	GENERALIDADES	5
2.1	Definición de máquina	5
2.2	Máquinas de fluido	5
2.3	Máquinas hidráulicas	5
2.4	Teoría general del funcionamiento de las turbomáquinas	7
2.5	Bomba centrífuga	12
2.6	Clasificación de las bombas centrífugas	14
2.7	Equipo de bombeo	18
3	PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA	19
3.1	Carcaza	20
3.2	Impulsor	28
3.3	Anillos de desgaste	31
3.4	Flecha	35
3.5	Manguito de flecha	40
3.6	Estoperos	42
3.7	Sellos mecánicos	49
3.8	Cojinetes	56
3.9	Acoplamiento	64
4	FUNCIONAMIENTO TERICO	71
4.1	Concepto de eficiencia	71
4.2	Curvas características	74
4.3	Curvas características reales	81
4.4	Leyes de similitud	85
4.5	Velocidad específica	91
5	LAS BOMBAS Y SUS DIVERSAS APLICACIONES	95
5.1	Abastecimiento de agua potable	95
5.2	Servicios de alcantarillado	94
5.3	Desagüe e Irrigación	101
5.4	Industria química.	103

5.5	Industria del petróleo	107
5.6	Bombas para pulpa	109
5.7	Industria textil	110
5.8	Procesos de alimentos	110
5.9	Minería	110
5.10	Construcción	112
5.11	Refrigeración	113
5.12	Calefacción	113
5.13	Central de fuerza a vapor	113
6	OPERACION DE SISTEMAS EN SERIE Y PARALELO	119
6.1	Definiciones	119
6.2	Cavitación	121
6.3	Curva de pérdidas de carga de un sistema	125
6.4	Curva del sistema	125
6.5	Punto de operación	128
6.6	Operación en serie	128
6.7	Operación en paralelo	129
6.8	Cebado	131
6.9	Cuarenta y siete causas posibles de problemas y sus efectos	132
6.10	Operación de bombas centrífugas con flujo reducido	135
6.11	Verificaciones finales antes del arranque	136
6.12	Procedimiento de arranque	136
6.13	Estrangulación de la bomba	137
6.14	Paro de bomba	137
7	MANTENIMIENTO	139
7.1	Mantenimiento preventivo	139
7.2	Mantenimiento correctivo	140
7.3	Mantenimiento de partes específicas	143
8	CONCLUSIONES GENERALES	153
	REFERENCIAS	156

CAPITULO 1

INTRODUCCION

Cada vez es más frecuente el uso de bombas centrífugas en toda clase de industrias, ya que proporcionan un amplio rango de carga a capacidades constantes, lo cual las hace imprescindibles. Por ello el ingeniero requiere tener un conocimiento profundo de estas máquinas.

La mayoría de los procesos industriales incluyen la conducción de líquidos o transferencia de un valor a otro de presión. La bomba es el medio mecánico para obtener esta conducción o transferencia y por ello es parte esencial de este proceso. A su vez el crecimiento y el perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras en el equipo de bombeo y con un mejor conocimiento del funcionamiento y aplicación de las bombas.

Las bombas se clasifican en dos tipos generales: Centrífugas y de desplazamiento positivo. En las primeras se aplica la energía al líquido bombeado por medio de un impulsor que gira alrededor de un eje, la energía de velocidad aplicada al fluido por el impulsor se transforma en energía de presión.

En las bombas de desplazamiento positivo, se aplica la energía mediante un volumen fijo de desplazamiento, tal como un cilindro por medio de un pistón o embolo de movimiento alternativo.

Cuando es necesario bombear un líquido es posible utilizar cualquiera de los dos tipos de bomba a excepción de presiones extremadamente altas (mayores de 400 kg/cm^2) donde se requieren bombas de desplazamiento positivo. Salvo estos casos las bombas centrífugas presentan ciertas ventajas; son relativamente pequeñas para su capacidad y presión dadas lo que reduce el espacio ocupado, el peso y el costo inicial. Por lo general van acopladas directamente a un motor eléctrico, con lo que se consigue que las pérdidas por transmisión sean mínimas. Por otro lado proporcionan un caudal constante, a diferencia de las de desplazamiento positivo que producen un gasto intermitente, por último el mantenimiento de las bombas centrífugas es mucho menor debido a la ausencia de piezas interiores friccionantes.

El desarrollo tecnológico de las bombas centrífugas se ha incrementado considerablemente por el avance de la energía eléctrica, la cual proporciona motores eléctricos de gran capacidad, pudiéndose establecer velocidades variables de todo tipo de bombas, los cuales hacen más eficientes a estas, así como la gran variedad de materiales que las han convertido en el transcurso del tiempo más resistentes. Por lo que hoy en día el 80% de la producción mundial de bombas lo constituyen las bombas centrífugas. Por esta razón este trabajo está dirigido al estudio específico de las bombas centrífugas

En el capítulo dos se presentan diversas clasificaciones de las bombas centrífugas, la principal es de acuerdo al flujo a la salida del impulsor el cual puede ser radial, mixto o axial. Otra clasificación que se presenta es de acuerdo a los materiales, en donde las condiciones del servicio y la naturaleza del líquido a bombear determinan los materiales. Además se presentan las clasificaciones en cuanto al diseño de las bombas.

También se presenta en este capítulo la ecuación de Euler que establece el análisis del impulsor de la bomba centrífuga ya que es en este en donde se desarrolla el intercambio de energía, principio fundamental de las turbomaquinas.

En el capítulo tres se introduce el aspecto mecánico de la bomba, en el cual se definen las principales partes constitutivas de esta. El objetivo de este capítulo es familiarizar al ingeniero con los elementos mecánicos que conforman una bomba, así como el funcionamiento de cada uno de estos.

La selección de un equipo de bombeo es uno de los aspectos más importantes a los que se enfrenta el ingeniero, para lograr una buena selección se debe contar con las curvas características de las bombas las cuales muestran su funcionamiento y los rangos H-Q que pueden manejar, ya sea para un diámetro constante o para una velocidad angular constante esto se presenta en el capítulo seis.

Debido a la diversidad de servicios de las bombas centrífugas existe un gran número de tipos de estas, desde pequeñas bombas que manejan gastos de 2 l/s hasta gigantescas bombas capaces de bombear 1500 l/s.

Para cada aplicación las bombas presentan características específicas en cuanto a diseño y materiales para lograr un buen funcionamiento, estos servicios pueden ser: sistemas de abastecimiento de agua potable, plantas de producción de energía, sistemas de riego e irrigación y muchas otras ramas de la industria que dependen de las bombas centrífugas para el manejo de líquidos en sus procesos de operación.

Hay casos en que las necesidades de un sistema de bombeo exige que varíe el gasto durante la operación, en tal caso esto se soluciona con un sistema de bombeo en paralelo. Por otro lado cuando se requiere incrementar la carga se utiliza un sistema de bombeo en serie esto se vera en el capítulo seis. También se abordan los aspectos de operación más prácticos como son; el cebado, arranque y paro de bomba, así como los principales problemas que se pueden presentar durante la operación de la bomba.

Por último el capítulo siete se refiere a los métodos para prevenir y corregir fallas en el equipo, esta parte resulta fundamental para el buen funcionamiento de la bomba así como para alargar su vida útil. Un control efectivo de mantenimiento puede proporcionar un ahorro económico sustancial.

Se pretende que este trabajo sirva como apoyo para la comunidad estudiantil de la Facultad de Ingeniería interesada en el área de hidráulica específicamente en el tema de las bombas centrífugas.

CAPITULO 2

GENERALIDADES

2.1 DEFINICION DE MAQUINA.

Una máquina es un transformador de energía, absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase, por ejemplo un motor eléctrico consume energía eléctrica y entrega energía mecánica.

Las máquinas se dividen en: Máquinas de fluido, máquinas herramientas y máquinas eléctricas.

2.2 MAQUINAS DE FLUIDO.

Son aquellas en que el fluido proporciona la energía que absorbe la máquina, o bien la máquina transmite energía al líquido. (por ejemplo el caudal de agua que absorbe una turbina, posee una energía hidráulica que la máquina transforma en energía mecánica). En toda máquina de fluido hay un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica, las máquinas de fluido revisten infinidad de formas y tienen gran aplicación en la industria.

A su vez las máquinas de fluido se dividen en: En máquinas Hidráulicas y Máquinas Térmicas, estas últimas se caracterizan por que el fluido que manejan varían su peso específico a través de su paso por la máquina.

2.3 MAQUINAS HIDRÁULICAS

Máquina hidráulica es aquella en que el fluido que intercambia su energía es incompresible, es decir maneja un fluido líquido.

Atendiendo al principio de funcionamiento las máquinas hidráulicas se clasifican en:

A) Máquinas de desplazamiento positivo.

B) Turbomáquinas

2.3.1 MÁQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

En estas máquinas, el intercambio de energía se desarrolla a base de trabajo mecánico directo al desplazarse un volumen determinado de flujo bajo la acción de una presión.

2.3.2 TURBOMÁQUINAS

En las turbomáquinas el intercambio de energía se realiza en base a fuerzas dinámicas que se desarrollan entre el medio líquido en movimiento y el elemento móvil de la máquina, es decir responden a la ecuación de cantidad de movimiento de la cual se deduce la ecuación de Euler de las turbomáquinas, la cual se verá más adelante.

Las turbomáquinas a su vez se dividen en:

- A) Turbomáquina Motriz o Turbina
- B) Turbomáquina Generatriz o Bomba.

La primera transforma la energía que posee el líquido en trabajo mecánico, mientras a la segunda se le proporciona energía mecánica en su flecha motriz, la cual se le transmite al líquido para transportarlo de un punto a otro.

Como se puede apreciar, ambas máquinas realizan las mismas funciones pero el principio de funcionamiento de estas son completamente diferentes.

Las turbomáquinas han evolucionado notablemente en el campo de la generación hidroeléctrica y en el manejo de fluidos en los sistemas de bombeo con un nivel de alta eficiencia y capacidad volumétrica requerida, mientras que las máquinas de desplazamiento positivo debido a su baja capacidad volumétrica y gran precisión han quedado recluidas a campos bien definidos de la industria y especialmente de la Ingeniería de control.

Algunas de las razones por lo que las turbomáquinas han desplazado a las máquinas de desplazamiento positivo son las siguientes:

Turbomáquinas positivo	Máquinas de desplazamiento
1. Operan en todo el rango de gastos	1. Gastos muy pequeños.
2. Operan en todo el rango de cargas.	2. Todo el rango de cargas.
3. Costo inicial bajo.	3. Costo inicial muy alto.
4. Requieren poco mantenimiento.	4. Es indispensable un mantenimiento frecuente.
5. Manejan todo tipo de líquidos	5. Solo líquidos limpios

6. Flujo uniforme.

6. Flujo intermitente.

7. Son seguras, es decir no son peligrosas.

7. Requieren válvulas de seguridad.

2.4 TEORIA GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACION DE EULER

Para el análisis del funcionamiento de una turbomáquina se acostumbra representar sus planos meridional y transversal. Con el propósito de conocer las componentes de la velocidad del flujo, el cual puede mejorarse recurriendo a un procedimiento gráfico en el que se usen vectores. La forma de tal diagrama es triangular y se conoce como triángulo de velocidades.

Estos triángulos de velocidades se pueden trazar para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor pero usualmente sólo se hacen para la entrada y salida del mismo.

Corte meridional y transversal del impulsor de una bomba centrífuga.

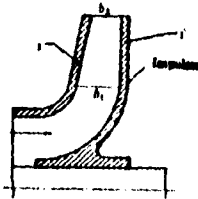


Fig. 2.1 Corte meridional

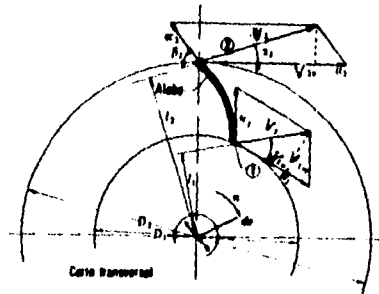


Fig. 2.2 Corte transversal

En las figuras anteriores se observa lo siguiente:

Fig. 2.1 Representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional, por que en el se presenta en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anteriores y posteriores del impulsor (S y S' de la figuras). En este corte se ven también las aristas de entrada y salida de los álabes, los cuales imparten (bombas) energía del fluido.

Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del impulsor a la entrada b_1 y a la salida b_2 de los álabes se acotan también en este plano.

En la fig. 2.2 se presenta el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal se ve el álabe del impulsor en su verdadera forma. En nuestro caso el álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los diámetros de entrada y salida de los álabes D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diagrama vectorial citado anteriormente y los ángulos α y β en la entrada y la salida respectivamente, el diámetro de la flecha E, la velocidad de giro n .

2.4.1 DEDUCCION DE LA ECUACION DE EULER

Para la deducción de la ecuación de Euler se distinguirá en el corte transversal, analizando los puntos de entrada y salida 1 y 2 respectivamente. En estos puntos se tienen las componentes del triángulo de velocidades.

"V" Es la componente que indica la velocidad absoluta de la partícula

"U" Es la componente que indica la velocidad circunferencial o perimetral del álabe

"W" Es la componente que establece la velocidad relativa de la partícula con respecto al álabe

La bomba al girar crea una succión en el impulsor y el fluido penetra en el interior de la bomba. Si v_1 es la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la figura). El impulsor accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad "n", r.p.m. En el punto 1 el álabe del impulsor tiene una velocidad circunferencial o perimetral de magnitud. $U_1 = (2\pi/60) (n) (r_1)$

Donde:

$2\pi/60$ es el termino para pasar de r.p.m. a rad/s.

n es la velocidad de rotación en r.p.m.

r_1 es el radio ($D_1/2$).

Simplificando $U_1 = (\pi/30) (D_1) (n)$. Y su respectiva W_1 .

Las tres velocidades V_1 , U_1 y W_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo por la ecuación vectorial.

$$\bar{V}_1 = \bar{W}_1 + \bar{U}_1$$

La dirección del vector W_1 es tangente al álabe en la entrada, por lo cual la partícula entra sin choque en el álabe. Esta es guiada por el álabe sale del impulsor con una velocidad relativa W_2 que será tangente al álabe en el punto 2. En composición con la velocidad W_2 y U_2 , se obtiene la velocidad absoluta que se expresa de la manera siguiente.

$$\bar{V}_2 = \bar{W}_2 + \bar{U}_2$$

Donde U_2 es la velocidad circunferencial en el álabe del impulsor a la salida.

Luego entonces al pasar de la sección 1 a la 2, la partícula de fluido a sufrido un cambio de velocidad de V_1 a V_2

En régimen permanente toda una línea de corriente de caudal dQ sufrirá la misma desviación de la partícula que acabamos de escribir.

Sea una partícula de fluido de masa "m" sometida a una fuerza "F" durante un intervalo de tiempo $T_2 - T_1$. Según la 2ª ley de Newton.

$$F = m \frac{d\bar{v}}{dt} \dots\dots\dots 1$$

Multiplicando los 2 miembros de la Ec. (1) por dt e integrando tendremos:

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = \int_{v_1}^{v_2} m dv \dots\dots\dots 2$$

Siendo m=cte

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = m (v_2 - v_1) \dots\dots\dots 3$$

La expresión anterior es la ecuación de impulso o de cantidad de movimiento sobre una partícula de fluido.

Al teorema de la cantidad de movimiento corresponde el movimiento circular el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento. En efecto la ecuación (3) expresada en forma diferencial será.

$$dF = d(Q\rho (v_2 - v_1)) \dots\dots\dots 4$$

Tomando momentos en la ec. 4 con relación al eje de la máquina tendremos.

$$dM = dQ\rho (L_2v_2 - L_1v_1) \dots\dots\dots 5$$

Donde:

dM: Es el momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el impulsor ha ejercido sobre la línea de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

dQ: Es el caudal de la línea de corriente.

L₁,L₂: Son los brazos de momento de los vectores

V₁ y V₂ respectivamente.

Suponemos ahora que todas las partículas de fluido entran en el impulsor a un diámetro D₁ con la misma velocidad V₁, y salen a un diámetro D₂ con la misma velocidad V₂. Esto equivale a suponer que todas las líneas de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el impulsor guíe el fluido perfectamente.

Aplicando esta hipótesis llamada teoría unidimensional, o teoría de las líneas de corriente, o teoría del número infinito de álabes, al hacer la integral de la ec 5 el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose finalmente .

$$M = Q\rho (L_2v_2 - L_1v_1) \dots\dots\dots 6$$

Donde:

M; Es el momento total aplicado al fluido, en Kℱ · m

Q; Es el caudal total de la bomba, en m³/s

De la figura 2.2. se deduce fácilmente que

$$L_1=r_1 \cos\alpha_1 \quad \text{y} \quad L_2=r_2 \cos\alpha_2$$

Luego entonces:

$$M = Q\rho (r_2v_2 \cos \alpha_2 - r_1v_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 7$$

Este momento es igual al momento motor, el cual multiplicando por w será igual a la potencia de accionamiento de la bomba en ausencia de pérdidas mecánicas (Toda la potencia del eje se transmite íntegramente al impulsor y por consiguiente al fluido).

$$P_b = MW = Q\rho W (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 8$$

Donde $W=2\pi/60$ es la velocidad angular del rodete, rad/seg.

Ahora bien llamando H_t al incremento de energía específica que el fluido experimenta en la bomba, o sea de energía por unidad de peso en metros, y siendo $Q\gamma$ el caudal en peso (Kg/s) que atraviesa la bomba, ésta proporcionará al fluido una potencia.

$$P_t = \gamma Q H_t \quad (\text{Kgm/s}) \dots\dots\dots 9$$

Donde H_t es la Carga teórica de la bomba, que el impulsor es capaz de aplicarle al fluido, aunque una parte de esta energía se perderá en rozamiento hidráulico.

Luego entonces considerando ausencia de pérdidas en las dos ecuaciones 8 y 9 que representan la potencia.

$$Q\gamma H_t = Q\rho W (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 10$$

Donde

$$\gamma = \rho g$$

$$U_1 = r_1 w$$

$$U_2 = r_2 w$$

$$V_{u1} = V_1 \cos \alpha_1$$

$$V_{u2} = V_2 \cos \alpha_2$$

Donde V_{u1} , V_{u2} : Son proyecciones de V_1 y V_2 sobre U_1 U_2 , o componentes circunferenciales de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida.

Sustituyendo estos valores en la Ec. 10, despejando H_t y simplificando, se obtiene la Ec. de Euler:

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \dots\dots\dots 11$$

La Ec. 7 expresa el momento comunicado al fluido

La Ec. 8 se refiere a la potencia comunicada al fluido

La Ec. 11 representa la energía por unidad de peso comunicada al fluido por el impulsor, que es medida en m, también llamada carga o altura teórica de la máquina.

Finalmente se deduce la expresión válida para todas las turbomáquinas de la primera forma de la ecuación de Euler.

Donde H_h será la energía intercambiada entre el rodete o impulsor y el fluido, también llamada carga hidráulica.

$$H_h = (\pm) (U_1 v_{u1} - U_2 v_{u2}) / g \dots\dots\dots 12$$

Signo positivo para máquinas motrices (Turbinas)

Signo Negativo para máquina generatrices (Bombas)

Otra forma de representar la ecuación 11 es la siguiente:

$$H_i = \frac{W}{g} (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 13$$

Recordando que $U = wr$.

$$H_i = \frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 14$$

Finalmente esta es la ecuación fundamental de la turmoquina para bombas.

2.5 BOMBA CENTRIFUGA

Las bombas centrifugas son llamadas así por el efecto de la fuerza centrífuga que se presenta dentro del impulsor, es decir las partículas de agua se desplazan hacia la periferia del impulsor en dirección radial, esta energía de velocidad se transforma en presión al llegar a la carcaza.

Esta bomba es una turbomáquina hidráulica, lo mismo que cualquier otra bomba sirve para producir una ganancia de carga estática en el fluido, imprime pues energía al fluido procedente de una energía mecánica que se ha puesto en su eje por medio de un motor.

A continuación se describe una bomba centrífuga tipo convencional. La bomba consiste esencialmente en dos partes:

- A) Elemento estacionario o carcaza.
- B) Elemento móvil o impulsor.

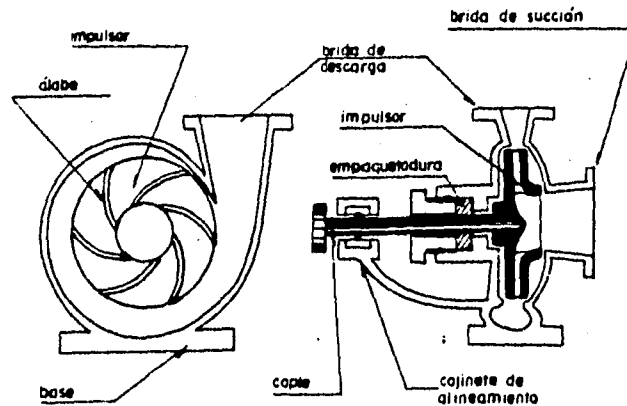


Fig. 2.3.

La carcaza es una espiral que sirve para recolectar el flujo descargado por el impulsor y a su vez es el apoyo de la máquina y soporte del cojinete de alineamiento de la flecha motriz, a esta va adherida la tapa del cubre álabes del impulsor que contiene la brida de succión y que al retirarla permite instalar o inspeccionar el impulsor según sea el caso. Por el lado opuesto está la tapa del cabezal que contiene la caja de la empaquetadura o sello por donde sale la flecha motriz, como se observa en la figura, que puede llevar un tornillo prensa estopas que presiona la empaquetadura lo suficiente para dejar un goteo moderado que enfríe y lubrique la flecha motriz para evitar así que se destruya la empaquetadura ó la flecha misma.

La carcaza termina en la brida de descarga de la bomba. La extensión que hay entre el inicio y el final de la carcaza y la brida de descarga es un tubo espiral que transforma parte de la energía cinética del flujo descargado por el impulsor en energía de presión.

El impulsor está formado por el cabezal que va acoplado directamente a la flecha motriz por medio de una cuña y una tuerca de sujeción y los álabes que forman un conjunto perimetral que se extienden desde el cabezal hasta el cubre álabes que sirve para formar los conductos que van desde el ojo del impulsor o admisión hasta la circunferencia de descarga. Todo esto formando una fundición integral de hierro, fundido bronce u otro material según el uso a que se destinen estas máquinas.

Todas las partes citadas anteriormente se estudiarán detalladamente en los siguientes capítulos.

2.6 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

El Instituto Hidráulico de los Estados Unidos, clasifica las bombas centrífugas como:

- A) Bomba de flujo radial.
- B) Bomba de flujo mixto.
- C) Bomba de flujo axial.

2.6.1 BOMBA DE FLUJO RADIAL

En las de flujo radial el fluido al entrar en contacto con los álabes sigue una dirección radial y al salir del impulsor también tiene la misma dirección radial, los álabes por tanto son curvos, el conducto formado entre el cabezal y el cubre álabes es muy estrecho y la relación de diámetro de descarga y diámetro de admisión es del orden de dos a tres dando la impresión de ser un disco. Estas bombas manejan gastos que van desde 0.4 l/s hasta 160 l/s y un rango de cargas de 30 a 100 m.

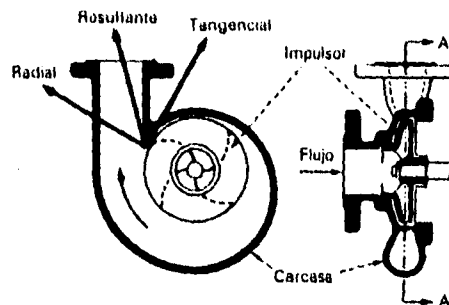


Fig 2.4. Bomba de Flujo radial.

2.6.2 BOMBA DE FLUJO MIXTO

En las máquinas de flujo mixto el fluido entra y sale del impulsor con componentes radial y axial, el conducto formada entre el cabezal y el cubre álabes es más amplio y la relación de diámetros tiende a uno, son buenos para media carga y mediano gasto y, para poder dar estas componentes al flujo el impulsor y la voluta quedan canteados hacia el lado de la flecha motriz como se observa en la figura. Por lo que respecta al rango de gastos varía de 16 a 7500 l/s y la carga proporcionada es de 3 a 35 m.

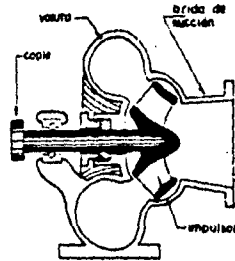


Fig. 2.5. Bomba de flujo mixto

2.6.3 BOMBA DE FLUJO AXIAL.

Su apariencia es completamente distinta a las dos antes mencionadas, debido a la forma del impulsor es como un hélice de barco, estas pueden bombear un gran gasto hasta de unos 15000 l/s, pero desarrollan una carga muy baja, generalmente del orden de 6 metros.

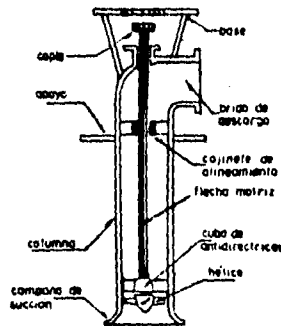


Fig. 2.6. Bomba de flujo axial

La entrada o admisión del fluido se hace a través de una campana de succión, a continuación está el rodete móvil que consiste en un cubo acoplado directamente a la flecha motriz donde se apoyan los álabes que se extienden radialmente hasta la columna que es el mismo tubo de descarga, la columna termina en un cabezal que forma una "L", que sirve de apoyo de la bomba y contiene la brida de descarga, la caja de empaquetadura por donde sale la flecha motriz y el apoyo del motor es lo único que se ve en estas máquinas.

Para mantener en posición la flecha motriz dentro de la columna en la vecindad del impulsor va un cubo yuxtapuesto al cubo del rodete móvil que sirve de cojinete de alineamiento de la flecha y que está sujeto por tres álabes planos llamados antidirectrices, que se extienden radialmente desde el cubo hasta la columna y que a su vez sirve para quitarle la rotación del impulsor, que de otra forma se traduce en pérdida de energía y por tanto baja eficiencia del funcionamiento.

A lo largo de la columna para evitar que la flecha motriz vibre, hay de tramo en tramo generalmente a cada tres metros, cojinetes de alineamiento con soportes radiales.

La bomba al instalarse queda sumergida dentro del cárcamo de bombeo y lo único que se ve en la superficie en la casa de máquinas son los motores.

2.7. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS DE ACUERDO A LOS MATERIALES.

Con respecto a los materiales de construcción, el Instituto hidráulico usa las siguientes designaciones.

- A) Bomba estandar (fierro y bronce).
- B) Bomba toda de fierro.
- C) Bomba toda de bronce.
- D) Bomba de acero con partes internas de fierro y acero inoxidable
- E) Bomba de acero inoxidable.
- F) Bomba de bronce con composición especifica.

Las bombas centrifugas pueden construirse también de otros materiales y aleaciones como porcelana, vidrio, hules, etc.

Las condiciones de servicio y naturaleza del líquido determinarán el tipo de material que se debe usar, para bombas de alimentación de agua potable la construcción más normal es la estandar de fierro y bronce.

Por ejemplo las bombas utilizadas en la alimentación de agua usan los siguientes materiales:

Tazones	Fierro
Impulsores	Bronce
Flechas del Impulsor	Acero inoxidable
Tuberías	Acero
Cabezal de descarga	Fierro o acero

En general las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- A) Corrosión de líquido manejado
- B) Acción electroquímica
- C) Abrasión de los sólidos en suspensión
- D) Temperatura del líquido
- E) Carga de operación
- F) Vida útil

Cuando las bombas manejan agua potable, los factores anteriores no están presentes a excepción de la abrasión que puede producirse en pozos donde exista arena. Un factor que puede afectar la selección de materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación, en los casos en que el aceite lubricante pudiese contaminar el agua se utiliza lubricación por agua, teniéndose que usar camisas de acero inoxidable y cojinetes de acero inoxidable montados en soportes de bronce.

2.8 CLASIFICACION DE ACUERDO AL TIPO DE CARCAZA (Las cuales se verán detalladamente en el capítulo 3).

- A) Bombas de carcaza tipo voluta.
- B) Bombas de carcaza tipo difusor.

2.9 CLASIFICACION SEGUN EL TIPO DE SUCCION (ver capítulo 3) .

A) Simple succión

B) Doble succión (ambos lados del impulsor).

2.10 EQUIPO DE BOMBEO.

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

Así tendremos bombas que se utilizan para cambiar la posición de cierto fluido, como 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 sería una bomba en un oleoducto en donde la carga de posición es nula, así como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada solo para poder vencer las pérdidas de energía que se presentan en la conducción.

CAPITULO 3

PARTES CONSTITUTIVAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por está razón existe una innumerable cantidad de piezas, a continuación se presentan las principales (Referencia 3).

- 1.- Carcaza
 - a) Mitad superior
 - b) Mitad inferior
- 2.- Impulsor
- 6.- Flecha
- 7.- Anillo de desgaste de la carcaza
- 8.- Anillo de desgaste del impulsor
- 13.- Empaque
- 14.- Camisa de flecha
- 16.- Balero (interior)
- 17.- Prensaestopas
- 18.- Balero exterior
- 19.- Soporte de baleros
- 20.- Tuerca de la camisa
- 22.- Tuerca de balero
- 29.- Jaula de sello
- 31.- Alojamiento de balero (interior)
- 32.- Cuña del impulsor
- 33.- Alojamiento de balero (exterior)
- 37.- Tapa de balero (exterior)
- 42.- Cople (mitad motor)
- 44.- Cople (mitad bomba)
- 46.- Cuña del cople
- 48.- Buje del cople
- 50.- Tuerca del cople
- 52.- Perno del cople
- 123.-Tapa de balero
- 125.-Grasera de copa
- 127.-Tubería de sello

Extremo líquido (todas las partes en contacto con el líquido):

Carcaza
Cabeza de succión
Impulsor
Anillos
Camisa de flecha

Jaula de sello
Sello, etc.

Elementos de soporte y transmisión:

Soporte
Flecha
Baleros
Tapas

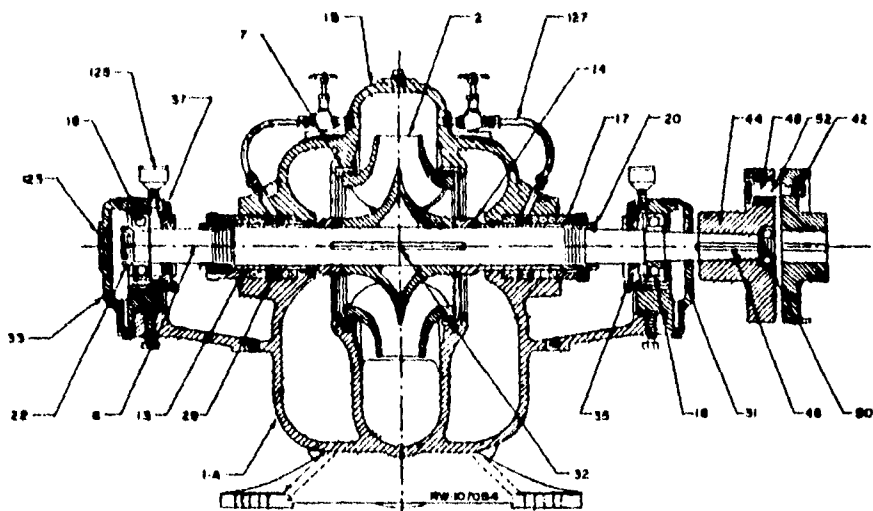


Fig 3.1. Partes de la bomba centrífuga.

3.1 CARCAZA

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

Existen dos tipos de carcazas; tipo voluta y tipo difusor.

3.1.1 CARCAZA TIPO VOLUTA.

La carcaza tipo voluta, recibe su nombre de la envoltura en forma de espiral que rodea el impulsor. Esta sección de la carcaza recoge el líquido descargado por el impulsor y convierte la energía de velocidad en energía potencial. La voluta de una bomba centrífuga aumenta en área de su punto inicial hasta 360 grados alrededor del impulsor y luego se ensancha a la abertura final de descarga. La pared que divide la sección inicial y la porción de la boquilla de descarga de la Carcaza se llama lengüeta de la voluta.

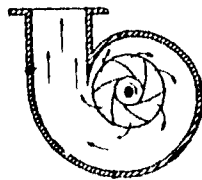


Fig. 3.2 Carcaza tipo voluta

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

3.1.2 CARCAZA TIPO DIFUSOR.

Esta carcaza consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían al líquido de un impulsor al otro cuando se trata de una bomba de varios pasos, por lo que tienen gran utilidad en bombas de pozo profundo.

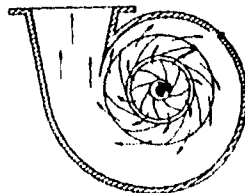


Fig. 3.3 Carcaza tipo difusor.

El desarrollo del difusor mejoró apreciablemente la eficiencia en comparación con las formas imperfectas de carcazas tipo voluta características de los principios de la construcción de bombas centrífugas. Las mejoras posteriores del diseño hidráulico de los impulsores y carcazas de volutas hicieron que el difusor tuviera poco valor para aumentar la eficiencia de la bomba.

Por lo tanto, raras veces se aplica a una bomba de una sola etapa, aunque posee ventajas estructurales así como hidráulicas que algunas veces pueden ser útiles. Por ejemplo una ventaja es que esta construcción balancea las reacciones radiales en el rotor. Actualmente ésta carcasa se utiliza para casi todos los diseños de bombas de varios pasos de alta presión y en las de poca altura de elevación con impulsor tipo hélice.

Desgraciadamente, el uso de difusores puede perjudicar las características hidráulicas de la bomba cuando se manejan gastos diferentes al punto de máxima eficiencia. El líquido en movimiento rápido del impulsor, puede encontrar los álabes fijos del difusor sin choque sólo cuando la bomba está operando a una capacidad de diseño, por que solo entonces corresponde el ángulo de los álabes al ángulo al cual sale el líquido del impulsor. A cualquier otro caudal de flujo los múltiples álabes originan choque y turbulencia de modo que la bomba puede operar en una condición inestable.

Es un hecho que cuando el flujo se reduce de un 5 a 10 % del gasto de diseño, el choque y la turbulencia pueden llegar a ser lo bastante severos como para reducir la carga total generada. Como consecuencia, la curva de gasto-carga de las bombas de tipo difusor pueden fácilmente adquirir un descenso en área de capacidad al cierre, haciendo que una bomba sea inapropiada para operación en paralelo. Por lo que se debe tener mucho cuidado en la combinación de impulsor y difusor. Los fabricantes de bombas hace mucho tiempo que han tratado de estabilizar las curvas de carga-gasto de estas bombas difusoras, y se dispone de varias soluciones, basadas en la selección apropiada de los ángulos de los álabes del impulsor, curvatura de los alabes del impulsor y el diseño cuidadoso de los pasos de los difusores (Referencia 1 y 6).

Otro problema que se presenta en los difusores es la flexibilidad potencial de la bomba. Es obvio que los fabricantes de bombas tratan de obtener la mayor aplicación posible de un modelo de bomba para conservar en un mínimo el número de modelos en una línea completa de bombas y reducir el número de partes necesarias en la existencia. Con una bomba de voluta se puede disminuir el diámetro del impulsor hasta un 20% del valor máximo sin reducir notablemente la eficiencia de la bomba a causa del incremento de las pérdidas hidráulicas. Por otro lado una reducción similar en el diámetro del impulsor de una bomba difusora provocaría un funcionamiento inaceptable. El aumento del espacio entre la periferia del impulsor y las entradas de los alabes del difusor daría como resultado pérdidas hidráulicas excesivas. Por esta razón, un diámetro máximo del impulsor puede reducirse sólo de 5 a 10%. Una reducción mayor requiere un modelo diferente de difusor con un diámetro menor de entrada al álabe.

3.1.3 EMPUJE RADIAL.

El empuje radial es una fuerza resultante de la diferencia de presiones debido a la asimetría de la carcaza. En un diseño de bomba con carcaza de voluta, actúan sobre el impulsor presiones uniformes o casi uniformes cuando la bomba se opera a su capacidad de diseño (que coincide con la de mayor eficiencia). A otras capacidades, las presiones alrededor del impulsor no son uniformes y hay una reacción radial resultante (F) como se ve en la figura 3.4.

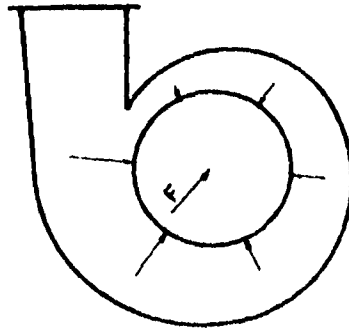


Fig 3.4 Reacción radial en una Carcaza de una sola voluta.

Para cualquier gasto, la reacción radial es una función de la carga, del ancho y del diámetro del impulsor. Así una bomba que maneja cargas altas con un impulsor de diámetro grande, tendrá una fuerza de reacción radial mucho mayor a capacidades parciales que una bomba con poca carga y un impulsor de pequeño diámetro.

En un diseño de bomba centrífuga, el diámetro de la flecha y el tamaño del cojinete pueden afectarse por una deflexión permisible determinada por el claro de la flecha, el peso del impulsor, las fuerzas de reacción radial y el torque (o fuerza de torsión) que se tiene que transmitir. Para operaciones sostenidas a una capacidad menor del 50 % del gasto de diseño, los fabricantes de bombas surtirían una flecha más pesada, por lo general, a un costo más alto.

La operación con flujos sumamente bajos sin informar al fabricante al momento de hacer la compra es, actualmente una práctica común. Que trae como resultados: flechas rotas, especialmente en unidades de carga alta. Debido al aumento de la operación de las bombas a capacidades reducidas, se ha hecho necesario diseñar unidades modificadas para satisfacer esas condiciones.

Una solución es usar flechas y cojinetes más fuertes. Excepto para bombas de carga baja, en las que sólo una pequeña carga adicional esta en juego, esta solución no es económica. La única respuesta practica es un diseño de carcaza que desarrolle una fuerza de reacción radial mucho más pequeña a capacidades parciales.

La aplicación del principio del diseño de la doble voluta para neutralizar las fuerzas de reacción a capacidad reducida se ilustra a continuación.

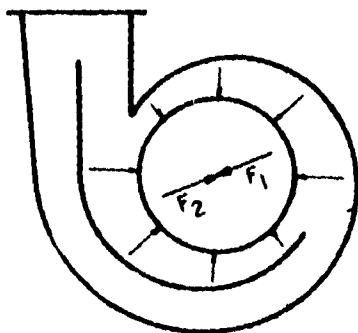


Fig. 3.5 Reacción radial en una bomba de doble voluta.

Basicamente el diseño consiste en dos volutas a 180 grados, un paso externo a la segunda une las dos en una descarga común. Aunque existe un desequilibrio de presión a capacidad parcial a través de cada arco de 180 grados, las fuerzas F_1 y F_2 son, aproximadamente iguales y opuestas, por lo que producen si acaso, muy poca fuerza radial sobre la flecha y los cojinetes.

3.1.4 CARCAZAS SOLIDAS Y DIVIDIDAS

La carcaza sólida es un diseño en el que las vías de agua de descarga que van a la brida de descarga están completas en una fundición o pieza fabricada. debe de tener un lado abierto para que se pueda introducir un impulsor a la carcaza; por lo que, no puede ser completamente sólida, y los diseños normalmente llamados de carcaza sólida están en realidad, divididos radialmente. Como se observa en las figuras 3.6, 3.7, 3.8 y 3.9.

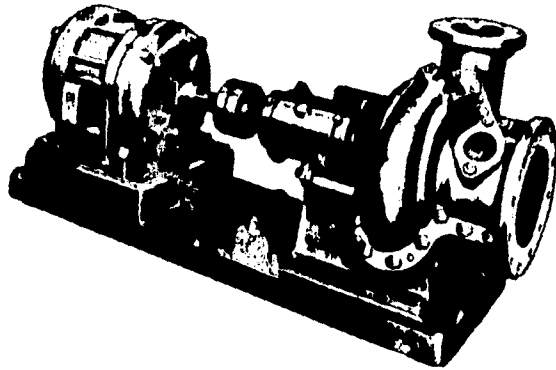


Fig 3.6 Bomba horizontal con succión en el extremo con carcasa dividida a lo largo de un plano a través de un eje inclinado con respecto a la horizontal.

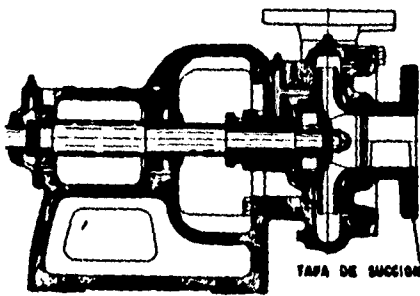


Fig 3.7 Vista transversal de una bomba de succión en el extremo con carcasa radialmente dividida.

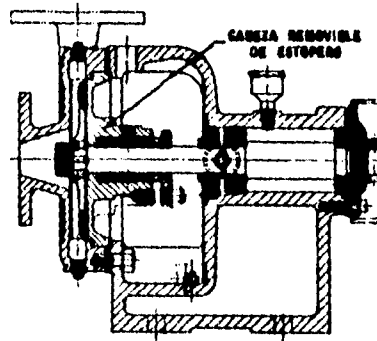


Fig 3.8 Bomba de succión en el extremo con cabeza removible en el estopero.

Una carcasa dividida es la que está hecha de dos o más partes. El término "horizontalmente dividida" se había usado, por lo general, para describir bombas horizontales de doble succión, indicando que la carcasa estaba partida por un plano horizontal que pasa por la línea del centro de la flecha o eje (fig. 3.9). Esta designación fue una selección incorrecta porque la aplicación del mismo diseño de bomba para uso vertical, o con la posición de la brida de descarga, volteada causó confusiones.

El termino "dividida axialmente" se prefiere en la actualidad. Puesto que tanto las bridas de succión como de descarga de las bombas divididas axialmente están por lo general en el mismo lado de la carcasa, se puede quitar la otra mitad (mitad superior en el caso de bombas horizontales) para inspección sin alterar los cojinetes o la tubería.

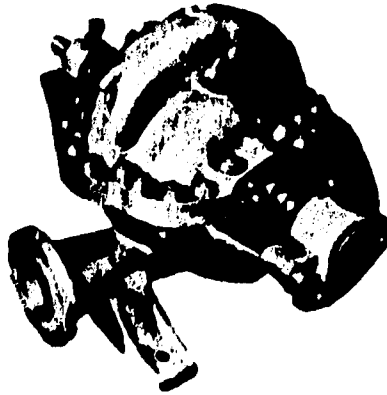


Fig. 3.9 Bomba horizontal de doble succión con carcasa axialmente dividida.

Como equivalente del "término horizontal", el de "verticalmente dividida" es incorrecto. Se refiere a la carcasa dividida en un plano perpendicular al eje de rotación. El término radialmente dividida es preferido ahora.

En algunas aplicaciones especiales de bombas horizontales se desea usar una carcasa dividida a lo largo de un plano que pasa por el eje de la bomba, pero inclinado horizontalmente. Esta construcción se usa, principalmente, cuando se combina la necesidad de una descarga vertical con la deseable conveniencia de una carcasa dividida axialmente.

3.1.5 CARCAZAS PARA BOMBAS DE SUCCION POR EL EXTREMO

Por lo general la mayoría de las bombas de un solo paso con succión en un extremo están hechas de carcazas sólidas de una pieza. Por lo menos un lado de la carcasa debe tener una abertura con tapa, para que pueda armarse el impulsor en la bomba. Si la tapa está de lado de la succión, se convierte en la pared lateral de succión y contiene la abertura de succión como se ve en la figura 3.7, a esta se le llama tapa de succión o cabeza de succión de la carcasa. Sin embargo otros diseños se hacen con tapas de estopero como se puede observar en la fig. 3.8.

Para servicio general se usa mucho el diseño de bomba de un paso con succión en el extremo, tanto para bombas chicas montadas en motor o de tipo de acoplamiento hasta un diámetro de descarga de 15 cm. En todas ellas el tamaño pequeño permite fundir la voluta y un lado integralmente. Si el estopero o el lado de succión se hacen de una pieza con la carcasa, generalmente lo determina el diseño más económico de la bomba.

Para bombas más grandes, en particular de tipo especial, para manejo de aguas negras, hay demanda de bombas de ambas rotaciones. Un diseño con cabeza de succión y estopero separadas permite el uso de la misma carcaza para ambas rotaciones si las bridas en los dos lados son idénticas, estas líneas son, por lo tanto, las más adaptables cuando tienen tapas separadas de succión y estopero.

3.1.6 CONSTRUCCIÓN DE CARCAZAS PARA BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO.

En bombas económicas para uso casero de impulsor abierto, el impulsor gira dejando poco espacio entre el y la carcaza de la bomba (fig. 3.8), si el servicio que se intenta es más severo, se monta dentro de la carcaza una placa lateral para suministrar una guía que se puede reponer para conservar el espacio preciso al agua que fluye por el impulsor abierto. Una de las ventajas de usar placas laterales es que el material resistente a la abrasión, como el acero inoxidable, puede usarse para el impulsor y las placas laterales, mientras que la carcaza en sí puede hacerse de un material menos costoso.

3.1.7 PRERROTACION Y PIEZAS DE RETENCION

Las condiciones de entrada impropias y las formas de acercamiento incorrectas pueden hacer que la columna de líquido gire en espiral en la tubería de succión hasta cierta distancia adelante de la entrada real del impulsor. Este fenómeno se llama prerrotación. Muchos factores de operación y de diseño pueden causarlo en bombas verticales u horizontales.

La prerrotación es generalmente, perjudicial a la operación de la bomba porque el líquido entra entre los álabes del impulsor a un ángulo no previsto por el diseñador. Esta entrada frecuentemente, reduce la altura de succión neta efectiva y la eficiencia de la bomba. Se usan varios medios para evitarla tanto en la construcción de la bomba como en el diseño de los acercamientos de la succión.

3.1.8 CARACTERISTICAS MECANICAS DE LA CARCAZA

La mayoría de las bombas centrífugas de un solo paso se destinan a servicios con presiones y temperaturas moderadas. Como consecuencia, los fabricantes de bombas generalmente diseñan una línea o líneas especiales de bombas para altas presiones y temperaturas de operación en lugar de hacer su línea normal innecesariamente cara, haciéndola cubrir un margen muy amplio de condiciones de operación.

Cuando las carcazas divididas axialmente se someten a altas presiones, tienden a soplar por la junta de la división. Esto provoca un desalineamiento en el conjunto giratorio y aún peor, escurrimiento. Para esas condiciones se aplican a las carcazas costillas de refuerzo interiores y exteriores en los puntos sujetos al mayor esfuerzo.

Además la mayoría de estas bombas están sostenidas por patas en el fondo de la carcaza, las condiciones de alta temperatura requieren un soporte de la línea central o eje para que la expansión al calentarse la bomba no cause un desalineamiento.

3.2 IMPULSOR.

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga, hace girar la masa del líquido con la velocidad periférica de las extremidades de los álabes, determinándose así la carga producida o la presión de trabajo de la bomba, con base en el diseño de la entrada del agua a los impulsores, estos se clasifican en impulsores de simple succión y de doble succión.

En un impulsor de simple succión, el líquido entra al ojo del impulsor sólo por un lado, como un impulsor de doble succión es, de hecho un par de impulsores simples arreglados uno contra otro en una sola fundición, el líquido entra al impulsor simultáneamente por ambos lados.

Para el diseño de carcazas axialmente divididas de un solo paso, se prefiere un impulsor de doble admisión, ya que este ayuda a balancear la máquina eliminando las necesidades de un cojinete de empuje de gran tamaño constantemente sujeto a toda la carga.

Para unidades pequeñas el impulsor de simple succión es más práctico para fabricarse que el de doble succión por que las vías de agua no están divididas en dos conductos estrechos.

Las bombas de succión en el extremo con impulsores volantes tienen ventajas tanto de costo inicial como de mantenimiento, que no se obtienen con impulsores de doble succión, por lo tanto la mayoría de las bombas con carcaza radialmente dividida usa impulsores de simple admisión. Debido a que un impulsor volante no requiere una extensión de la flecha dentro de su ojo de succión, se prefiere para las bombas que manejan materiales en suspensión como las aguas negras.

En las bombas de varios pasos los impulsores de admisión simple se usan casi universalmente por la complicación del diseño, costo inicial y mantenimiento que requiere la etapa de admisión doble.

Los impulsores se clasifican en; radiales, mixtos y axiales (Referencia 1,3, y 4).

3.2.1 IMPULSORES DE FLUJO RADIAL.

los impulsores de álabes de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular al eje de la flecha. Generalmente son impulsores de gastos pequeños y cargas altas (Bombas de flujo radial) por lo cual son impulsores de baja velocidad específica, maneja líquidos limpios sin sólidos en suspensión

Otra clasificación de los impulsores es de acuerdo al diseño mecánico (Referencia 1,3 y 5).

3.2.4 IMPULSORES ABIERTOS.

Hablando estrictamente un impulsor abierto consiste únicamente en álabes, estos están sujetos a un cubo central para montarse en la flecha sin forma alguna de pared lateral, la desventaja de este impulsor es su debilidad estructural, si los álabes son largos debe reforzarse con costillas o una pared lateral, generalmente los impulsores abiertos se usan en bombas pequeñas de uso casero, o en bombas que manejan líquidos abrasivos. El espacio libre entre los álabes del impulsor y las paredes laterales permite cierto desplazamiento del agua, este desplazamiento aumenta al aumentar el desgaste, para restaurar la eficiencia original se deben de reponer tanto los impulsores como las placas laterales por lo que requiere gastos mayores para su mantenimiento que una bomba con impulsor cerrado.



Fig. 3.13. Impulsor abierto

3.2.5 IMPULSORES SEMIABIERTOS.

Este impulsor cuenta con una placa o pared trasera, se puede incluir o no álabes de salida, éstos están localizados en la parte posterior de la tapa del impulsor, su función es reducir la presión en el cubo posterior del impulsor, y evitar que la materia extraña que se bombea se acumule atrás del impulsor e interfiera con la operación apropiada de la bomba y el estopero.



Fig. 3.14 Impulsor semiabierto

3.2.6 IMPULSOR CERRADO.

El impulsor cerrado que casi siempre se usa para bombas que manejan líquidos limpios, consiste de tapas o paredes laterales que encierran totalmente las vías de agua del impulsor desde el ojo de agua hasta la periferia, este diseño evita el escurrimiento de agua que ocurre entre un impulsor abierto o semiabierto y sus placas laterales.

El impulsor cerrado puede trabajar con claros mayores entre los álabes, ya que en realidad el líquido va canalizado entre las tapas integrales con las aspas que cubren a ambos lados del impulsor. Por esta razón no se presenta fuga ni recirculación, son los impulsores más usados en aplicaciones generales de las bombas centrífugas de simple y doble succión así como las bombas de varios pasos

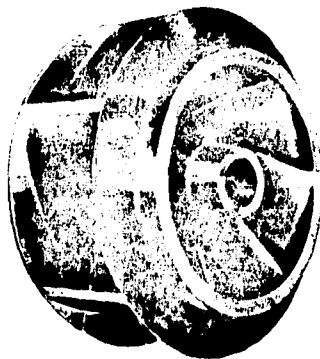


Fig. 3.15. Impulsor cerrado.

3.3 ANILLOS DE DESGASTE.

La función del anillo de desgaste es tener un elemento económico y fácil de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza fija la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o toda la carcaza, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza o en el impulsor o en ambos. De no ser así para restaurar los espacios libres originales después del desgaste, el operador tendría que reconstruir las superficies gastadas soldándolas, con metalización a chorro u otros medios y luego rectificar la parte o comprar partes nuevas.

Las partes nuevas no son muy costosas en las bombas pequeñas, especialmente si la carcaza del elemento estacionario es de tipo voluta, de hecho, el costo de un anillo estacionario renovable diferirá algunas veces muy poco del de una carcaza nueva. Pero esto no es cierto para unidades grandes, por supuesto, ni si el elemento estacionario es parte de una fundición complicada.

Si el costo inicial de una bomba es elevado, el constructor puede beneficiar al comprador proporcionando medios para que tanto las partes estacionarias como el impulsor se puedan maquinar nuevamente, entonces se pueden instalar anillos de carcasa y de impulsor renovables.

Existen varios tipos de diseños de anillos de desgaste, y la selección del tipo más apropiado depende del líquido que se está manejando, la presión diferencial a través de la junta de escurrimiento, la velocidad de fricción y el diseño peculiar de la bomba en general, los diseñadores de bombas centrífugas usan la construcción de anillos que cada uno ha encontrado que se adapta mejor a cada servicio de bombeo.

A continuación se presentan los principales tipos de anillos (Referencia 1 y 3).

3.3.1 ANILLOS DE DESGASTE TIPO PLANO Y TIPO "L".

Las construcciones más comunes de anillos son el tipo plano y el tipo "L". La junta de escurrimiento en el primero es un espacio libre anular derecho. En el anillo tipo "L" el espacio libre axial entre el impulsor y el anillo de la carcasa es grande de manera que la velocidad del líquido que fluye dentro de la corriente que entra al ojo de succión del impulsor sea baja, los anillos de carcasa de tipo "L" tienen la función adicional de guiar el líquido hacia dentro del ojo del impulsor, se les llama anillos boquilla.

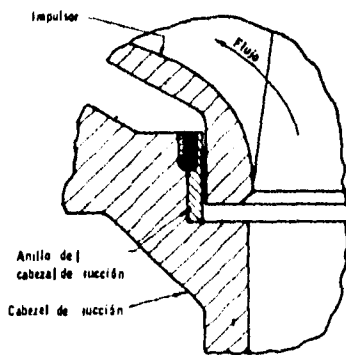


Fig. 3.16 Anillo de Carcasa sencillo Plano

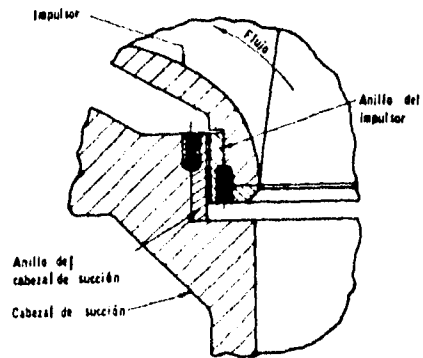


Fig. 3.17 Anillo doble plano

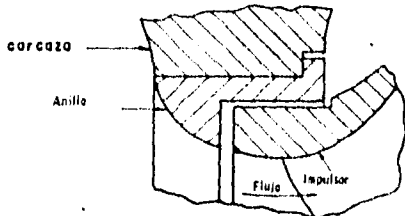


Fig. 3.18 Anillo de Carcasa con boquilla en L

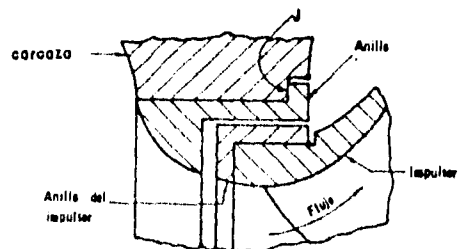


Fig. 3.19 Anillo doble con boquilla en L

3.3.2 ANILLOS DE DESGASTE TIPO DE LABERINTO.

Algunos diseñadores prefieren los anillos de tipo de laberinto que tienen dos o más juntas de escurrimiento anulares conectadas por cámaras de alivio, en las juntas de escurrimiento que consisten de un paso sencillo sin quiebres, el flujo es una función del área de la longitud de la junta y de la presión diferencial a través de ella. Si el paso está quebrado por cámaras de alivio como se muestra en las figuras, la energía de velocidad en el chorro se disipa en cada cámara de alivio, aumentando la resistencia. Al anillo de laberinto sencillo con sólo una cámara de alivio se le llama anillo de interferencia.

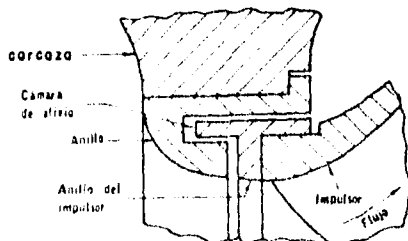


Fig. 3.20 Anillo laberinto sencillo

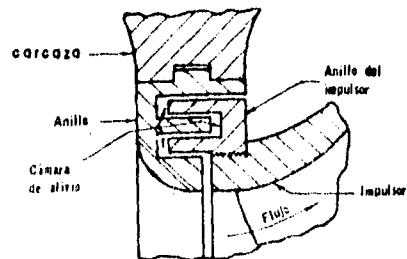


Fig. 3.21 Anillo laberinto de doble cámara.

3.3.3 ANILLO DE DESGASTE DE ESCALÓN.

Utiliza dos elementos planos de anillo de diámetros ligeramente diferentes en todo el ancho de la junta de escurrimiento con una cámara de alivio entre ellos.

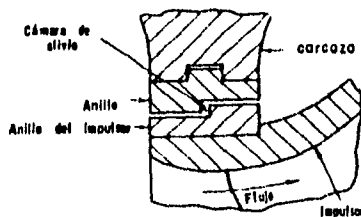


Fig. 3.22 Anillos dobles de escalón

3.3.4 ANILLOS DE DESGASTE LAVADOS CON AGUA A PRESIÓN

para bombas grandes en servicio de aguas negras en que el líquido contiene arena y mugre, los anillos lavados con agua a presión han adquirido popularidad. La agua limpia a una presión mayor que la del lado de descarga de los anillos se lleva por tubería a la entrada y se distribuye por el conducto taladrado, los agujeros a través del anillo fijo y la ranura a la junta de escurrimiento.

Lo ideal sería que el agua limpia llenase la junta de escurrimiento, con algo de flujo tanto a lado de descarga como al de succión para evitar que la arena o la mugre entraran al espacio libre, sin embargo los resultados no han sido completamente satisfactorios, por otro lado proporcionar una gran cantidad de agua limpia es costoso, y con frecuencia resulta igualmente económico dejar que se desgasten los anillos y luego reponerlos.

La tendencia ahora con las bombas de tamaño pequeño y mediano que manejan agua arenosa o sucia es usar anillos de materiales resistentes al desgaste, tales como aceros cromados y reponerlos cuando el espacio libre es excesivo.

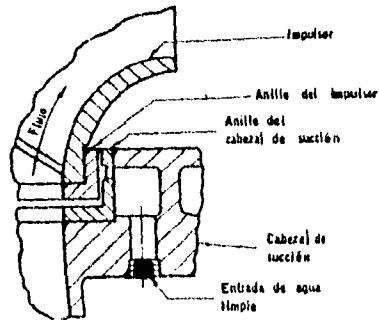


Fig. 3.23 Anillo de desgaste lavado con agua a chorro

3.3.5 ANILLOS DE DESGASTE TIPO DE RETENCIÓN.

Los anillos inferiores de bombas verticales muy grandes que manejan líquidos que contienen arena y mugre en servicio intermitente están sumamente sujetas a desgaste. Durante los periodos de inactividad la mugre y la arena se asientan y, naturalmente se acumulan en la región en la que están instalados estos anillos, puesto que es el punto más bajo en el lado de descarga de la bomba. Cuando se arranca la bomba de nuevo, esta materia extraña es arrastrada dentro de la junta y causa desgaste. Para evitar esta acción en las bombas medianas y grandes, con frecuencia se usa un anillo de tipo de retención que permite que la bolsa del lado de descarga se lave con agua a presión periódicamente.

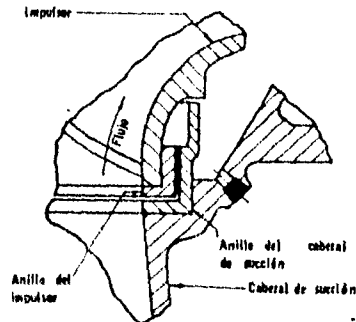


Fig. 3.24 Anillo de retención

3.4 FLECHAS

La función básica de las flechas de una bomba centrífuga es transmitir los momentos de flexión o torques que se presentan al arrancar y durante la operación de la bomba, mientras está soportando el impulsor y las otras partes giratorias y las estacionarias (Referencia 1, 5 y 6).

Las cargas que intervienen son los torques, el peso de las partes y las fuerzas hidráulicas, tanto radiales como axiales. Al diseñar una flecha, la desviación máxima permisible, la distancia entre apoyos o de extremo volante, la localización de las cargas, deben todas considerarse al igual que la velocidad crítica del diseño resultante.

Las flechas están generalmente proporcionadas para resistir el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba; por ejemplo, cuando el motor impulsor está conectado directamente en la línea. Si la bomba maneja líquidos calientes, la flecha está diseñada para resistir el esfuerzo aplicado cuando la unidad se arranca fría sin un calentamiento preliminar.

3.4.1 VELOCIDADES CRÍTICAS

Como la velocidad crítica es un factor clave para la selección de los diámetros de flechas, el usuario de bombas centrífugas deberá tener un conocimiento general de esta materia. Cualquier objeto hecho de un material elástico tiene un periodo de oscilación propio, cuando el rotor (conjunto giratorio constituido principalmente por la flecha, el impulsor, cojinetes y acoplamiento, ver fig. 3.25) o eje de una bomba gira a cualquier velocidad que corresponda a su frecuencia natural, los pequeños desequilibrios se incrementarán, a estas velocidades se les llama velocidades críticas.

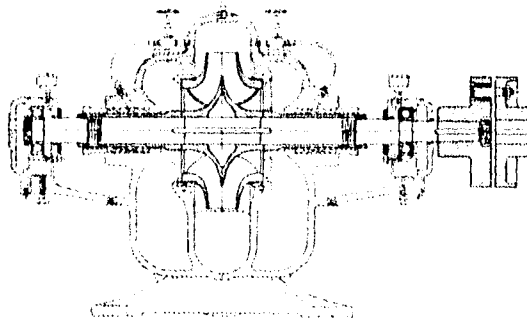


Fig. 3.25 Rotor completo de una bomba de doble succión.

En los diseños de bombas convencionales, el conjunto giratorio es teóricamente uniforme alrededor del eje de la flecha, y al centro de la masa deberá coincidir con el eje de la rotación. Esta teoría no se realiza por dos razones. Primera, hay pequeñas irregularidades de maquinado o fundición, y segunda, habrá variación en la densidad del metal de cada parte. Por lo tanto aun en máquinas de flecha vertical que no tienen desviación radial causada por el peso de las partes, esta excentricidad del centro de masa produce fuerza centrífuga y consecuentemente una desviación cuando el conjunto gira. A la velocidad a la cual la fuerza centrífuga excede a la fuerza elástica restauradora, el rotor vibrará como si estuviera seriamente desbalanceado. Si se corre a esa velocidad sin fuerzas amortiguadoras, la desviación aumentará hasta que la flecha falle.

3.4.2 DISEÑOS DE FLECHAS RÍGIDAS Y FLEXIBLES

La velocidad crítica mas baja se llama la primera velocidad crítica, la siguiente mas alta se llama la segunda y así sucesivamente. En la nomenclatura de las bombas centrífugas, una flecha rígida significa una con una velocidad de operación más baja que su primera velocidad crítica, mientras que una flecha flexible es aquella con una velocidad de operación más alta que su primera velocidad crítica.

Una vez que se ha escogido una velocidad de operación, el diseñador debe todavía determinar las dimensiones relativas de la flecha. En otras palabras debe decidir si la bomba operará arriba o abajo de su primera velocidad crítica. En realidad la velocidad crítica de la flecha puede alcanzarse y pasarse sin peligro por que las fuerzas de fricción tienden a reducir la desviación. Estas fuerzas las ejerce el líquido circunvecino, la empaquetadura del estopero y las diversas juntas de escurrimiento internas que trabajan como cojinetes interiores lubricados con líquido.

Una vez que se ha pasado la velocidad crítica, la bomba correrá con suavidad hasta que llegue a la segunda velocidad que corresponde a la oscilación propia del rotor, y así hasta la tercera, cuarta y todas las velocidades críticas más altas.

Los diseños calibrados para 1750 r.p.m. (o menos) son por lo general del tipo de flecha rígida. Por otro lado las bombas de gran altura de varios pasos de 3600 r.p.m. (o mas), como las de servicio de alimentación de calderas, son generalmente del tipo de flecha flexible a su velocidad total, pasando por su primera velocidad crítica, con vibración máxima en ese punto, cualquier separación de la velocidad crítica exacta restaura inmediatamente la resistencia elástica de la flecha.

La operación de la flecha a la velocidad crítica exacta no necesariamente causará la falla de la bomba. La cantidad de vibración que interviene depende principalmente de la cantidad de desbalanceo de la flecha y la masa giratoria. La mano de obra precisa y el balanceo cuidadoso pueden reducir las vibraciones a un mínimo imperceptible. Por lo tanto, es posible operar bombas centrífugas arriba de sus velocidades críticas por las dos razones siguientes (Referencia 1):

A) Se requiere muy poco tiempo para obtener la velocidad total desde el reposo es decir el tiempo requerido para pasar por la velocidad crítica debe ser, por consiguiente, extremadamente corto.

B) El líquido bombeado en la empaquetadura del estopero y las juntas de escurrimiento internas actúa como fuerza amortiguadora en la vibración.

La experiencia ha probado que aún cuando generalmente se suponía que era necesario utilizar flechas de tal rigidez, que la primera velocidad crítica esté por lo menos 20% arriba de la velocidad de operación, se pueden obtener resultados igualmente satisfactorios con flechas más ligeras, con una primera velocidad crítica de cerca de 60 a 75% de la velocidad de operación. Se cree que esto es margen suficiente para evitar cualquier peligro causado por la operación cercana a la velocidad crítica.

3.4.3. LA INFLUENCIA DE LA DESVIACIÓN DE LA FLECHA.

Para entender el efecto de la velocidad crítica en la selección del tamaño de la flecha, considérese el hecho de que la primera velocidad crítica de una flecha está ligada a su desviación estática por una relación matemática inmutable. La desviación de la flecha depende del peso del elemento giratorio (w), de la distancia entre puntos de apoyo de la flecha (l) y del diámetro de la flecha (d) la fórmula básica es:

$$F = \frac{WL^3}{mEI}$$

En la cual:

F = desviación, en cm.

W= peso del elemento giratorio, en g.

L = distancia entre apoyos, en cm.

m= coeficiente que depende de los métodos de soporte de la flecha y de la distribución de la carga.

E = módulo de elasticidad de los materiales para flecha, en $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

I = Momento de inercia de la flecha, en cm^4 .

Esta fórmula está dada en su forma más simple, es decir, para una flecha de diámetro constante. Si la flecha es de diámetro variable (la condición usual), los cálculos de desviación son mucho más complicados. Entonces la respuesta más práctica es un análisis gráfico de desviación.

Debemos recordar que la fórmula anterior resuelve sólo para la desviación estática, la que sólo afecta los cálculos de velocidad crítica. La desviación real de la flecha (que debe determinarse para establecer los espacios libres internos mínimos permisibles), Debe tomar en cuenta todas las reacciones transversales hidráulicas en el rotor, el peso real de los elementos giratorios y otras cargas externas como la tensión de la banda (Referencia 1).

No es necesario calcular la desviación exacta para hacer una comparación relativa de flechas. En vez de ello, se puede desarrollar un factor que será representativo de la desviación relativa de la flecha. Como la mayor parte del peso del rotor está en la flecha y como los métodos de dar soporte y los módulos de elasticidad son comunes a diseños similares la desviación (f) puede mostrarse como sigue:

$f =$ función de l/d

En otras palabras la desviación de la bomba varía aproximadamente como la cuarta potencia de la distancia entre apoyos, e inversamente con el cuadrado del diámetro de la flecha. Por lo tanto mientras más pequeño sea el factor (l/d) para una bomba dada, más baja será la desviación de la flecha entre los soportes, esencialmente en proporción a este factor.

Para usos prácticos, la primera velocidad crítica N_c (en r.p.m.) se puede calcular como sigue .

$$N_c = \frac{187.7}{f}$$

Para mantener los espacios libres interiores en los anillos de desgaste, generalmente se desea limitar la desviación de la flecha de 0.125 a 0.150 mm. Se advierte que un diseño de flecha que permita esta desviación tendrá una primera velocidad crítica de 2450 a 2650 r.p.m. Esta es la razón para usar flechas rígidas para bombas que operan a 1750 r.p.m. o menos. Las bombas de varios pasos que operan a 3600 r.p.m. o más usan flechas de igual rigidez (para el mismo propósito de evitar contacto con los anillos de desgaste). Sin embargo, su velocidad crítica correspondiente es cerca de 25 a 40% menos que su velocidad de operación. Este margen es suficiente para evitar cualquier peligro a la operación, causado por efecto de la velocidad crítica.

Mientras la velocidad de operación es suficientemente diferente de la velocidad crítica y los espacios libres móviles se hayan fijado convenientemente para admitir la holgura de la flecha, importa poco si la primera velocidad crítica está arriba o abajo de la velocidad de operación. Una bomba de flecha flexible bien balanceada es una pieza más segura que una bomba de flecha rígida mal balanceada.

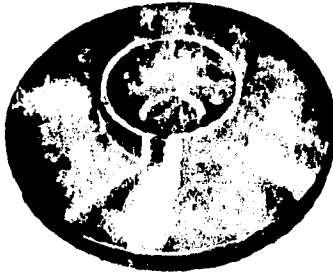


Fig. 3.10 Impulsor de aspas radiales.

3.2.2 IMPULSORES DE FLUJO MIXTO

Estos impulsores tienen álabes con doble curvatura son muy anchos y el flujo es por momentos radial y por momentos axial, la velocidad específica es mayor que en los anteriores y la curva de variación del gasto con la carga se hace más plana estos impulsores pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión.



Fig. 3.11 Impulsor de flujo mixto.

3.2.3 IMPULSORES DE FLUJO AXIAL

Por último tenemos los impulsores tipo propela de flujo completamente axial para gastos altos y cargas reducidas que vienen a ser los de máxima velocidad específica. Tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grandes, estos son especialmente adecuados para bombas de drenaje en las ciudades.

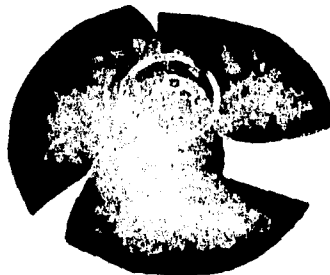


Fig. 3.12. Impulsor axial.

3.4.4 DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO DE LAS FLECHAS.

Hemos establecido que los diámetros de las flechas generalmente tienen dimensiones más grandes de lo estrictamente necesario para transmitir el Torque.

Un factor que asegura éste diseño conservador es el requisito de facilidad para armar el rotor. El diámetro de la flecha debe ser escalonado varias veces del extremo del acoplamiento a su centro para facilitar el montaje del impulsor como se aprecia en la figura, empezando con el diámetro máximo, en la montadura del impulsor, hay un escalón para la manga de la flecha, otro para la tuerca externa de la flecha, seguidos de varios más para los cojinetes y el acoplamiento. Por lo tanto, el diámetro de la flecha en el impulsor excede al requerido por el esfuerzo de torsión en el acoplamiento, por lo menos en una cantidad suficiente para permitir todos los escalones intermedios (ver. figura 3.25).

Una excepción frecuente para exceder el tamaño de la flecha en el impulsor ocurre en unidades que consisten de dos bombas de doble admisión y un solo paso en serie, una de ellas equipada con una flecha de doble extensión. Como esta bomba debe transmitir el caballaje total para toda la unidad en serie, el diámetro en la flecha en su cojinete interior debe ser mayor que el diámetro normal.

El diseño de flechas de bombas de impulsores de succión por el extremo y volantes, presenta un problema algo diferente. Un método para reducir la desviación de la flecha en el impulsor y en el estopero (donde la concentricidad de los ajustes móviles es extremadamente importante), es aumentar considerablemente el diámetro de la flecha entre los cojinetes, este diseño incidentalmente, permite acortar el espacio entre apoyos de la flecha, permitiendo una unidad más compacta.

Excepto en algunos tamaños pequeños, las flechas de las bombas centrífugas se protegen contra el desgaste, erosión y corrosión, con manguitos para flechas renovables. Sin embargo en bombas muy pequeñas los manguitos para flecha representan algunas desventajas como los manguitos no pueden contribuir apreciablemente a la resistencia de la flecha, en sí ésta debe diseñarse para la resistencia al esfuerzo total máximo. El diámetro de la flecha se aumenta entonces materialmente con la adición del manguito, ya que el espesor de este no puede reducirse más allá de un mínimo seguro, el área de succión del impulsor puede por lo tanto, llegar a reducirse drásticamente. Otras desventajas se derivan de las mayores pérdidas hidráulicas y de estopero causadas por el incremento del diámetro efectivo de la flecha fuera de proporción con el tamaño de la bomba.

Para eliminar éstas deficiencias las bombas muy pequeñas frecuentemente usan flechas de acero inoxidable o de algún otro material que sea resistente a la corrosión y al desgaste para no necesitar manguito en la flecha.

Las bombas que usan sellos mecánicos en vez de estoperos deberán tener flechas razonablemente rígidas para reducir la desviación a un mínimo.

3.5 MANGUITOS DE FLECHAS.

Las flechas de las bombas generalmente se protegen de la corrosión y desgaste de los estoperos, juntas de escurrimiento, cojinetes interiores y en las vías de agua con manguitos renovables, también llamados camisas de flechas o bujes. La función más común de un manguito de flecha es la de proteger esta del desgaste en un estopero. Por ello, los manguitos de flecha que tienen otras funciones, reciben nombres específicos para indicar su propósito. Por ejemplo, un manguito de flecha usado entre dos impulsores en una bomba de varios pasos, junto con el casquillo entre pasos, para formar una junta de escurrimiento entre los pasos, se llama un manguito de entrepasos o separador.

En bombas centrífugas de tamaño mediano con dos cojinetes exteriores en lados opuestos de la carcasa, la construcción de manguitos de flecha usa una tuerca de flecha exterior para sostener el manguito en posición axial contra el cubo del impulsor. La rotación del manguito se evita con una cuña, generalmente una extensión de la del impulsor.

Si el empuje axial excede la sujeción por fricción del impulsor en la flecha, se transmite por el manguito a la tuerca de la flecha externa.

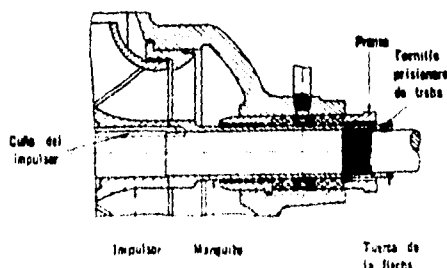


Fig 3.26. Manguito con tuerca de traba exterior y cuña del impulsor.

En bombas grandes con gran carga hidráulica, es posible una carga axial grande sobre el manguito y normalmente se utiliza un diseño como el de la siguiente figura. Este diseño tiene las ventajas comerciales de sencillez y bajo costo de reposición. Algunos fabricantes prefieren el manguito en el que el extremo del impulsor está atornillado a una rosca correspondiente a la flecha, en este tipo de manguito no se puede usar una cuña y las roscas izquierdas y derechas las sustituyen, de modo que la sujeción por fricción en la empaquetadura sobre el manguito, lo aprieta contra el cubo del impulsor.

Fig. 3.27 Manguito con tuerca interior del impulsor, tuerca exterior del manguito de la flecha y cuña separada.

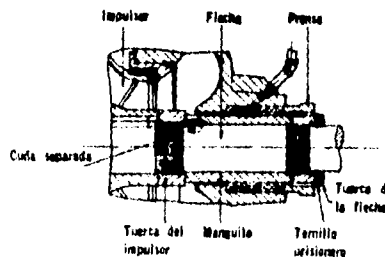
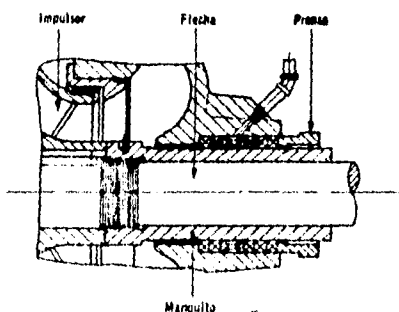


Fig. 3.28 Manguito roscado a la flecha sin tuerca de traba exterior.



En bombas con impulsores volantes se usan varios tipos de manguitos, con frecuencia los estoperos se colocan cerca de los impulsores y el manguito, de hecho, protege al cubo del impulsor del desgaste. Como una parte del manguito en este diseño ajusta directamente en la flecha, la cuña del impulsor puede usarse para evitar la rotación del manguito, una parte del manguito está abrazada entre el impulsor y un borde de la flecha para mantener su posición axial.

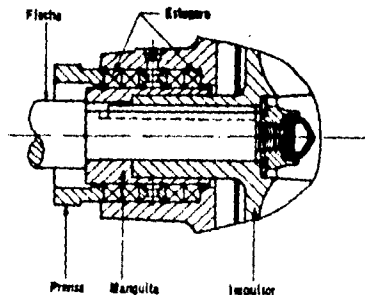


Fig. 3.29 Manguito para bombas con cubos de impulsor volante que se extienden dentro del estopero

3.5.1 MANGUITOS CON SELLO DE ESCURRIMIENTO.

En diseños con junta de metal con metal entre el manguito y el cubo del impulsor, la operación con una carga positiva de succión con frecuencia provoca un escurrimiento líquido dentro del espacio libre entre la flecha y el manguito. Para una bomba que opera con altura de succión negativa, los distintos espacios libres pueden provocar ligera entrada de aire a la bomba, generalmente este escurrimiento no es importante, pero algunas veces causa dificultades y puede entonces ser conveniente un diseño de manguito con un sello de escurrimiento como se muestra a continuación.

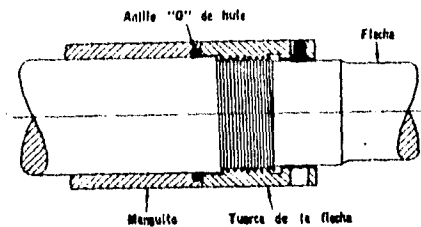


Fig. 3.30. Sello de manguito de flecha para evitar escurrimiento a lo largo de la flecha.

3.5.2 MATERIAL PARA MANGUITOS DE ESTOPERO.

Los manguitos de flecha de estopero están rodeados por empaquetadura en el estopero, el manguito debe ser liso para que pueda girar sin generar demasiada fricción ni calor, por eso los materiales para manguitos deben ser capaces de admitir acabados muy finos de preferencia un pulimento, por lo tanto el hierro colado no es apropiado generalmente se usa un bronce duro para bombas que manejan agua limpia, aunque algunas veces se prefiere acero al cromo u otros aceros inoxidables .

Para servicios sujetos a areniscas el acero al cromo endurecido da buenos resultados además de ser económico.

3.6 ESTOPEROS.

La función del estopero es evitar que el líquido bombeado fluya hacia afuera de la carcasa a través del orificio por donde pasa la flecha y evitar el flujo de aire hacia el interior de la bomba (Referencias 1,3 y 5).

El estopero es una de las partes más importantes de una bomba centrífuga, aún pequeños defectos en su arreglo o condición pueden evitar la operación correcta de la bomba. Los estoperos tienen la función principal de evitar el escurrimiento en el punto en que la flecha atraviesa la carcasa de la bomba.

Para bombas de servicio general, un estopero generalmente toma la forma de un hueco cilíndrico que aloja varios anillos de empaquetadura alrededor de la flecha o del manguito de la flecha estos están separados por una jaula de sello, la empaquetadura está comprimida para dar el ajuste deseado en la flecha o manguito por medio de un cuello o casquillo del prensaestopos, que puede ajustarse en dirección axial, el fondo o extremo interior de la caja del estopero puede estar formado por la carcasa de la bomba, un buje de garganta o un anillo de base.

Por razones de fabricación, los bujes de garganta se usan mucho en bombas pequeñas con carcasas axialmente divididas. Al maquinarse las fundiciones para estas bombas el diámetro de un cuello de estopero formado integralmente limitaría el tamaño de la barra taladradora a un diámetro inusualmente pequeño.

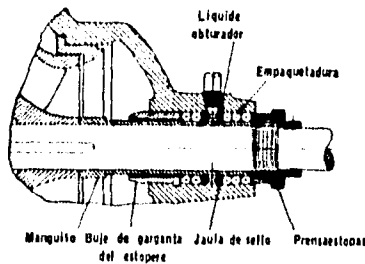


Fig. 3.31 Estopero con buje de garganta de base

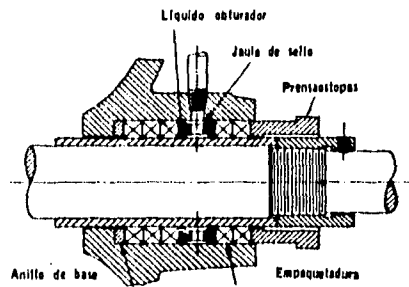


Fig. 3.32 Estopero con anillo de base

3.6.1 JAULAS DE SELLO.

Debido a la presión se origina en la flecha una fricción bastante considerable que ocasiona un aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse un medio de lubricación y enfriamiento, esto se logra mediante la introducción de una pieza llamada jaula de sello. Cuando una bomba opera con carga de succión negativa, el extremo interno del estopero está sujeto al vacío y el aire tiende a meterse dentro de la bomba.

La empaquetadura generalmente está dividida en dos secciones por una jaula de sello. Se introduce agua a presión o algún otro líquido de sello en el espacio, originando un flujo de líquido obturador en ambas direcciones axiales, esta construcción es útil para bombas que manejan líquidos inflamables o químicamente activos ya que evita el flujo hacia el exterior de la bomba, las jaulas de sello por lo general están divididas axialmente para facilitar su ensamble.

Cuando una bomba maneja agua fresca y limpia los sellos del estopero están generalmente, conectados a la descarga de la bomba, o, en bombas de varios pasos, a un paso intermedio. un abastecimiento independiente de agua de sello deberá proveerse si existe cualquiera de las siguientes condiciones (Referencia 1)

1. Una carga succión de más de 5 metros.
2. Una presión de descarga de menos de 0.7 kg/cm²
3. Agua caliente (más de 82 °C), que se maneja sin enfriamiento adecuado (excepto para bombas de alimentación de calderas).
4. Si se maneja agua lodosa arenosa o con arenisca.
5. Si el líquido que se maneja es otro que no sea agua, como ácido, jugos, melaza, aceites o líquidos viscosos sin provisión especial en el diseño del estopero por la naturaleza del líquido.

Cuando el agua de sello se toma de una descarga de la bomba (cuando la bomba maneja agua fresca y limpia), se puede hacer una conexión externa con un tubo de pequeño diámetro o conductos internós. En algunas bombas éstas conexiones están arregladas de modo que un líquido obturador pueda introducirse dentro del espacio de la empaquetadura a través de un conducto interno taladrado ya sea de la Carcaza de la bomba o de una fuente exterior.

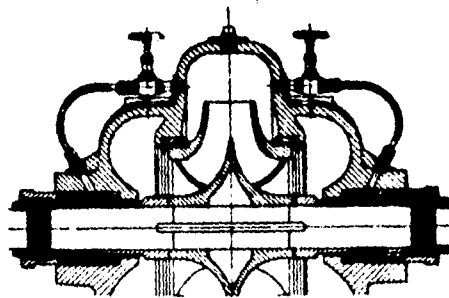


Fig. 3.33. Conexiones de tubería de descarga de la bomba.

A veces es conveniente localizar la jaula de sello con más empaquetadura en un lado. por ejemplo, en servicio de agua arenosa, la colocación de la jaula para sello se muestra a continuación este arreglo distribuiría una mayor porción de líquido obturador hacia dentro de la bomba evitando en esa forma que la arena entre al estopero.

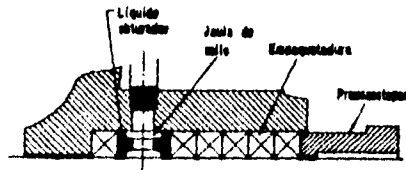


Fig. 3.34. Colocación de la jaula de sello para agua sucia o arenosa.

Si se pretende reducir la dilución del líquido bombeado entonces se debe colocar la mayoría de los anillos entre la jaula y el extremo interior de la caja como se muestra a continuación.

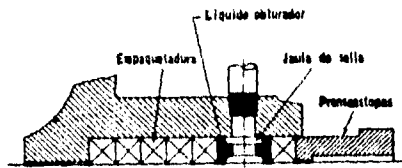


Fig. 3.35. Colocación de la jaula de sello para reducir la dilución del líquido .

Si no se dispone de agua limpia y fresca (como en las bombas de drenaje y de irrigación) con frecuencia se usan sellos de grasa o aceite. La mayoría de las bombas para servicio de aguas residuales tienen un sólo estopero sujeto a la presión de descarga y están colocados con una succión inundada. por ello no es necesario sellar esas bombas contra la entrada de aire, pero forzando grasa en el espacio obturador y la empaquetadura ayuda a excluir arenisca.

Un obturador automático de aceite que ejerce presión de descarga en un cilindro a un lado del émbolo, con aceite o grasa delgada en el otro lado, puede aplicarse en servicio de aguas residuales. La línea de aceite o grasa se conecta a la conexión del sello que esta a presión cercana a la descarga.

Algunas bombas manejan agua en la cual hay sólidos pequeños y aún microscópicos. Si se usa agua de esta clase como líquido obturador se introducen los sólidos en el trayecto del escurrimiento acortando la vida de la empaquetadura y de los manguitos. A veces es posible eliminar estos sólidos instalando pequeños filtros a presión en la tubería de agua de sello de la voluta al estopero.

3.6.2 DISPOSITIVOS REDUCTORES DE PRESION.

Esencialmente, los dispositivos reductores de presión consisten de un buje o de un laberinto encerrado, que termina en una cámara de alivio localizada entre el interior de la bomba y el estopero. La cámara de alivio está conectada a un punto apropiado de baja presión en la instalación, y el escurrimiento que pasa por el dispositivo reductor de presión se regresa a este punto. El único inconveniente a la aplicación de estos dispositivos es la necesidad de descargar una parte de la capacidad efectiva de la bomba de retorno a un nivel de presión más bajo, y la reducción consiguiente que resulta en la eficiencia de la instalación. Si se debe recuperar el líquido bombeado, como con agua tratada de alimentación, se regresa al ciclo de bombeo. Si el líquido se desperdicia, la cámara de alivio puede conectarse a un drenaje.

Hay muchos diseños diferentes de dispositivos reductores de presión como el que se muestra a continuación en donde un buje corto dentado se inserta en el fondo del estopero seguido de una cámara de alivio. El escurrimiento que pasa por el buje dentado se descarga a un punto de baja presión (Referencia 6).

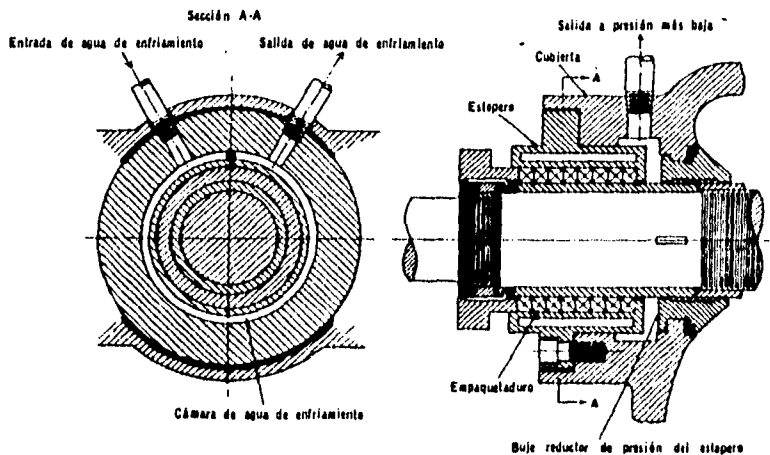


Fig 3.36. Conjunto de estopero con enfriamiento de agua separado con buje reductor de presión del estopero.

Las unidades de presión relativamente alta utilizan laberintos que se interfieren mutuamente después del dispositivo reductor de presión y adelante del estopero la tubería de la cámara que sigue a los dispositivos reductores de presión deberá tener tamaño amplio para que al aumentar el escurrimiento por el desgaste, la fricción de la tubería no aumente la presión del estopero.

3.6.3 EMPAQUETADURA DEL ESTOPERO.

Básicamente la empaquetadura del estopero es un dispositivo de abatimiento de presión, la empaquetadura debe ser algo plástica de modo que pueda ajustarse para la operación adecuada, también debe absorber energía sin dañar la flecha o el manguito o inutilizarlo. En un abatimiento de esta naturaleza se libera energía de fricción, esta genera calor que debe disiparse en el líquido que fluye por el abatimiento o por medio de agua de enfriamiento o por ambos.

Hay muchos materiales para empaquetadura de estoperos, cada uno de ellos adaptable a alguna clase especial de servicio. Algunos de los tipos principales son los siguientes:

A) Empaquetadura de asbesto, comparativamente suave y apropiada para aplicaciones de agua fría y caliente en el campo de bajas presiones. Es el material de empaque más común para servicio general a presiones menores a los 14 Kg/cm². Para presiones arriba de esta empaquetadura sólo puede usarse a velocidades de frotamiento muy reducidas, la empaquetadura de asbesto está prelubricada con grafito o algún aceite inerte.

B) Empaquetadura metálica compuesta de cordones metálicos o lámina delgada con grafito o aceite lubricante impregnados y con un núcleo de asbesto o plástico. Las láminas se hacen de varios metales como bronce, aluminio y cobre. La primera se usa en servicios de agua y aceite para temperaturas menores a los 232 °C y presiones medianas y altas. El cobre se usa para temperaturas mayores con agua y aceite de bajo contenido de azufre. El aluminio se usa principalmente en servicio de aceite y para temperaturas y presiones medianas a altas.

C) Para sustancias químicas se utilizan empaques de fibras sintéticas, como el teflón que dan excelentes resultados.

La empaquetadura se surte ya sea en espiral de rollo continuo de sección cuadrada o en anillos preformados moldeados con troquel. Frecuentemente se puede lograr una vida más eficiente de la empaquetadura por la combinación de dos o más diferentes clases de empaquetaduras, por ejemplo, alternando anillos suaves y duros. Estos juegos generalmente se obtienen en combinaciones de anillos formados con troquel de los fabricantes de empaques más conocidos.

Para mejores resultados, las flechas o manguitos deberán estar en alineación perfecta concéntrica con el eje de rotación, altamente pulidas y deberán operar sin vibración. El material del que están hechas es también sumamente importante, por que afecta directamente la vida y el mantenimiento de la empaquetadura.



Fig. 3.37 Empaquetadura metálica en forma de anillo

3.6.4 PRENSAESTOPAS DEL ESTOPERO .

Los prensaestopas de estopero pueden tener varias formas, pero básicamente se pueden clasificar en dos tipos:

- A) Prensaestopas sólido (Fig. 3.38)
- B) Prensaestopas divididos(Fig 3.39)

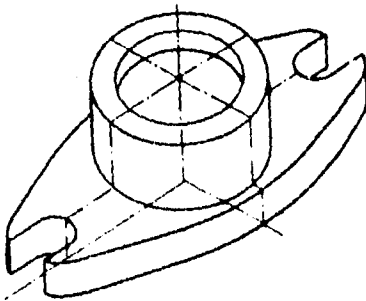


Fig 3.38



Fig.3. 39

Los prensaestopas divididos están hechos en mitades de modo que se pueden sacar de la flecha sin desmantelar la bomba, dejando así más espacio libre cuando se están reempacando los estoperos. Los prensaestopas divididos son convenientes para bombas que se tienen que reempacar frecuentemente, especialmente si el espacio entre la caja y el cojinete es restringido. Las dos mitades se mantienen juntas generalmente con tornillos, aunque también se usan otros métodos. Los prensaestopas divididos son por lo general, un refinamiento de construcción más que una necesidad y raras veces se usan en bombas pequeñas. Generalmente se suministran para bombas grandes de un solo paso, para algunas bombas de varios pasos y para bombas de refinería.

El escurrimiento de los estoperos a la atmósfera puede en algunos servicios molestar seriamente y aún poner en peligro al personal de operación, por ejemplo, cuando líquidos como hidrocarburos se bombean a temperaturas de vaporización o a temperaturas superiores a su punto de inflamación. Como este escurrimiento no siempre puede enfriarse lo suficiente con un estopero enfriado por agua, se usan prensaestopas sofocantes. Se hace provisión en el propio prensaestopas para introducir un líquido ya sea agua o algún hidrocarburo a baja temperatura que se mezcla íntimamente con el escurrimiento, bajando su temperatura ó, si el líquido es volátil absorbiéndolo .

Los prensaestopas generalmente se hacen de bronce aunque se pueden usar de hierro colado o acero, éstos últimos generalmente se recubren con un material antichispa como el bronce en servicio de refinerías para evitar la ignición de vapores inflamables al producir chispas.

3.7 SELLOS MECANICOS

En aquellos casos en que se usa el empaque convencional y prensaestopas debe dejarse un pequeño goteo, ya que de otra manera el calor y la fricción generado sobre la flecha es muy grande, dañándola y haciendo que el motor tome mas potencia. El diseño convencional de estopero y empaquetadura de pasta son imprácticos para usarse como un método para sellar una flecha giratoria para muchas condiciones de servicio. El escurrimiento alrededor de la flecha se controla únicamente apretando o aflojando las tuercas de los pernos del prensaestopas .Las superficies realmente sellantes consisten en las superficies axiales de la flecha y la empaquetadura estacionaria.

Los intentos para reducir o eliminar cualquier escurrimiento de un estopero aumenta la presión del prensaestopas, las empaquetaduras siendo de naturaleza semiplástica, adapta su forma a la flecha con más precisión y tiende a reducir el escurrimiento. Después de un cierto punto, sin embargo el escurrimiento continúa, sin importar qué tanto se aprieten los tornillos del prensaestopas. Estas características indeseables prohíben el uso de empaquetadura como el medio obturador entre las superficies giratorias si el escurrimiento debe mantenerse a un mínimo absoluto bajo presión severa.

Otro factor que hace insatisfactorios los estoperos para ciertas aplicaciones es el valor relativamente pequeño de la lubricación de muchos líquidos que frecuentemente manejan las bombas centrífugas, como propano y butano. Estos líquidos de hecho actúan como solventes de los lubricantes normalmente usados para impregnar la empaquetadura. Por lo tanto se tiene que introducir en el farol de una caja empacada, aceite de sello para lubricar la empaquetadura y darle una vida razonable. Con estos hechos en mente, los diseñadores de sellos mecánicos tuvieron que tratar de producir un sello de tipo totalmente diferente con superficies de desgaste distintas a las superficies axiales de la flecha y la empaquetadura.

Como tanto las cajas empacadas como los sellos mecánicos están sujetos al desgaste, ninguno de los dos es perfecto. Uno u otro da pruebas de ser mejor de acuerdo con la aplicación.

3.7.1 PRINCIPIOS DE LOS SELLOS MECANICOS.

Aunque pueden diferir en varios aspectos físicos, todos los sellos mecánicos son fundamentalmente los mismos en principio. Las superficies obturadoras de todas clases están localizadas en un plano perpendicular a la flecha, generalmente, consisten de dos superficies altamente pulidas que se deslizan una sobre otra, estando conectadas una a la flecha y la otra a la parte estacionaria de la bomba.

El sello completo se logra en los miembros fijos. las superficies pulidas o sobrepuestas, que son de diferentes materiales y se mantienen en contacto continuo por un resorte, forman un sello hermético entre los miembros giratorio y estacionario con pérdidas por fricción muy pequeñas. Cuando el sello es nuevo, el escurrimiento es despreciable y puede de hecho considerarse que no existe. Para obtener una reducción de presión entre la presión interior y la atmosférica fuera de la bomba, se requiere que haya un flujo de fluido entre las dos superficies. Por ejemplo, éste flujo puede ser una gota a pocos minutos de intervalo o una neblina de vapor que escapa (si se está manejando un líquido como propano) así, aún cuando el escurrimiento sea inapreciable, hablando técnicamente, un sello mecánico no puede eliminarlo completamente. Por supuesto, siempre ocurre algún desgaste y se debe esperar un pequeño escurrimiento con el tiempo. Un sello mecánico es similar a un cojinete por que requiere un espacio libre de movimiento preciso con una película de líquido entre las caras. La lubricación y enfriamiento proporcionado por está película reduce desgaste como lo hace también la selección de materiales apropiados para las caras del sello.

Los sellos para bombas centrífugas no operan satisfactoriamente con aire o gas, si trabajan secos, fallarán rápidamente. Los sellos pueden usarse en bombas que manejan líquidos que contienen sólidos si estos se retienen para que no se metan entre las caras del sello o interfieran con la flexibilidad de la montura.

3.7.2 COMPARACION ENTRE SELLOS INTERNOS Y EXTERNOS

Hay dos arreglos básicos de sellos:

- 1) El conjunto interior en el que el elemento giratorio está situado dentro de la caja y está en contacto con el líquido que se está bombeando.
- 2) El conjunto exterior en que el elemento giratorio está situado fuera de la caja.

La presión de líquido en la bomba tiende a forzar la cara giratoria contra la estacionaria en el conjunto interior y a separarlas en el conjunto exterior pero tanto el conjunto exterior como el interior tienen tres puntos primarios en los cuales debe efectuarse el sello:

- A) Entre el elemento estacionario y la carcaza.
- B) Entre el elemento giratorio y la flecha .
- C) Entre las superficies acopladas de los elementos giratorio y estacionario del sello.

Para obtener el primer sello se usan juntas convencionales o alguna forma de anillo "O" de hule sintético. El escurrimiento entre el elemento giratorio y la flecha se elimina por medio de anillos "O", fuelles o alguna forma flexible de cuñas de empuje. El escurrimiento entre las superficies de acoplamiento no se puede eliminar completamente, pero puede reducirse a una cantidad insignificante manteniendo un contacto muy preciso entre estas superficies.

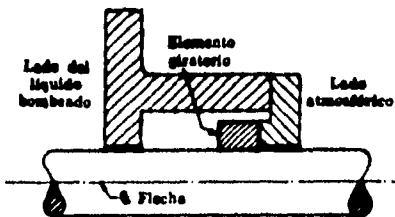


Fig. 3.40 Sello de montaje interior

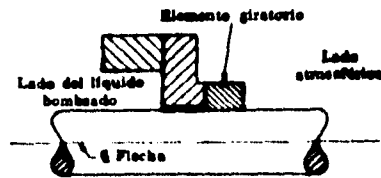


Fig. 3.41 Sello de montaje exterior.

3.73 SELLOS DOBLES.

Se pueden montar dos sellos mecánicos para hacer un conjunto de sello doble. Este arreglo se usa para bombas que manejan líquidos tóxicos o altamente inflamables que no deben permitirles escapar a la atmósfera, también son aplicables a bombas que manejan líquidos corrosivos o abrasivos a temperaturas muy altas o muy bajas. Se inyecta entre los dos sellos un líquido limpio, filtrado y generalmente inerte a una presión poco mayor que la de la bomba adelante del sello. Este líquido evita que el líquido bombeado se ponga en contacto con las partes del sello o escape a la atmósfera.

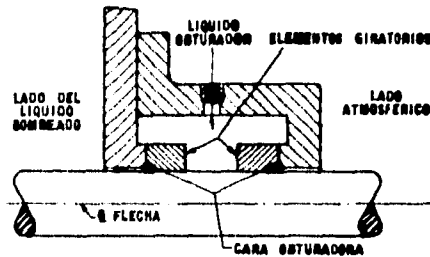


Fig 3.42 Sello mecánico doble

3.7.4 DISEÑOS DE SELLOS.

La operación de un sello mecánico se puede entender mejor refiriéndose a algunas unidades de normas comerciales, el siguiente estudio trata de las características generales de varios sellos mecánicos típicos. Se debe tener en mente, sin embargo, que cada problema de sello como cada problema de bombeo, es diferente, cuando se desean tener resultados positivos y seguros, el sello mecánico se deberá diseñar específicamente y adaptarse a la unidad de que se trata.

Actualmente hay un continuo desarrollo entre un gran número de fabricantes de sellos. Debido a este crecimiento y mejoramientos continuos, las descripciones de los sellos llevan el riesgo de volverse obsoletas en el poco tiempo que transcurre entre la preparación del manuscrito y la publicación del libro. Las siguientes descripciones, por lo tanto, son principalmente tendientes a ilustrar los principios básicos del diseño y operación de los sellos mecánicos.

3.7.4.1 SELLO MECANICO TIPICO.

En este sello el prensaestopas con su suplemento se ajusta dentro de la Carcaza y constituye el miembro estacionario del conjunto de sello. Proporciona sello en dos puntos:

A) Entre el prensaestopas y la cara del estopero, por medio de juntas.

B) Entre el suplemento del prensaestopas y la cara del anillo de sello por contacto. El anillo de sello acoplado con una superficie de acero endurecido gira con la flecha y se sostiene contra el miembro estacionario por el anillo de compresión. El anillo de sello está provisto de un empaque en forma de anillo "O", que evita cualquier escurrimiento entre el anillo de sello y la flecha.

El suplemento del prensaestopas que está en contacto con el anillo de sello está hecho de material resistente a la fricción cuando es necesario, puede diseñarse para lubricarse con otro líquido que no sea el que se está bombeando.

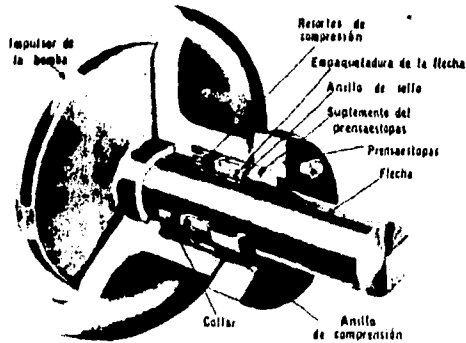


Fig 3.43 Sello mecánico Típico.

3.7.4.2 SELLO MECANICO CON RESORTES DE CARGA Y FUELLE

El funcionamiento del sello con resortes y fuelle es el siguiente: La cola del fuelle de hule sintético sella contra el escurrimiento entre el elemento giratorio y la flecha; la cabeza es flexible y ajusta automáticamente por desgaste de la rondana y juego del extremo de la flecha, tiene una arandela protectora que evita que el área flexible se pegue a la flecha. La rondana selladora tiene un empuje positivo a través de las partes metálicas y los sellos contra el asiento flotante estacionario, las dos caras selladoras están asentadas en la fabrica y proporcionan un sello contra el escurrimiento.

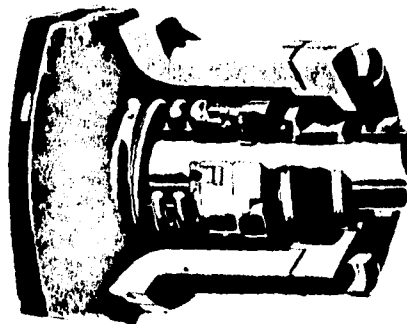


Fig. 3.44 Sello mecánico de resortes y fuelle.

3.7.4.3 SELLO MECANICO DE TEFLON.

Para aplicaciones a temperaturas extremadamente altas o bajas, el sello de fuelle no es muy satisfactorio. Para este tipo de servicio se fabrica un sello de teflón como el que se ilustra a continuación. El soporte de metal fijo a la flecha con tornillos prisioneros (A) proporciona un empuje positivo de la flecha a la rondana selladora de carbón (F), por medio de abolladuras (D), se ajusta en ranuras correspondientes de la rondana. El sello entre la flecha y la rondana se obtiene por medio del anillo acuñado de teflón (E), que está previamente cargado por la acción de resortes múltiples (B). La presión del resorte se distribuye uniformemente con un disco de metal (C).

La cara realizada pulida de la rondana giratoria del sello se acopla contra la cara pulida con precisión (G) del asiento estacionario (H) para producir un sello hermético con fricción mínima por movimiento entre las caras. La presión del resorte mantiene las caras en contacto constante, proporcionando ajuste automático por el desgaste y el juego del extremo de la flecha. Un anillo de teflón (I) actúa como sello estático entre el asiento estacionario y el juego longitudinal.

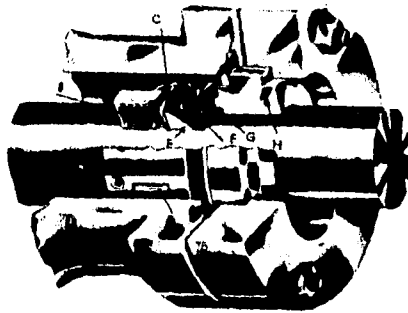


Fig 3.45 Sello mecánico tipo Teflón.

3.7.5 ENFRIAMIENTO DEL SELLO.

El enfriamiento de las caras del sello es importante para una vida satisfactoria del sello, y un sello instalado dentro de una bomba sin un flujo de líquido adecuadamente dirigido para su enfriamiento y lavado (por ejemplo, para evitar que se asiente material sólido en los resortes), puede tener una alta frecuencia de fallas.

Se usan muchos métodos para proporcionar enfriamiento y lavado. Algunas veces todo lo que es necesario es dirigir una parte del líquido bombeado a las caras del sello. Cuando el líquido que se bombea no es apropiado para este fin, o cuando tiene que filtrarse primero, se debe proveer una circulación del exterior. por lo tanto, las líneas normales de bombas arregladas para sellos mecánicos se construyen, generalmente, de tal manera que se pueda proporcionar cualquiera de los dos tipos de circulación.

En ambos métodos la circulación se toma de una presión más alta que la que tenga el estopero. Esta presión mayor produce una circulación positiva y evita que haya incendio en las caras del sello, a causa del calor generado por este, cuando la bomba maneja el líquido cerca de su punto de ebullición.

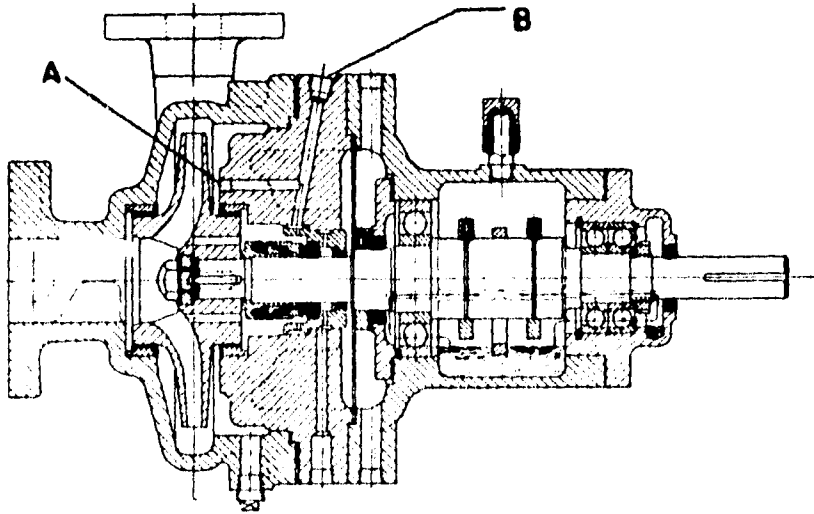


Fig. 3.46. Provisión de circulación de enfriamiento para sello mecánico.

A). Esta circulación para enfriar las caras del sello se usa cuando la bomba maneja un líquido limpio y fresco.

B). Cuando el líquido contiene partículas de areniscas se provee una tubería desde la descarga para enfriar las caras del sello en la cual se debe instalar un cedazo para mantener la arenisca fuera del área del sello.

3.7.6 LIMITACIONES EN LA APLICACION DE SELLOS.

La sustitución de sellos mecánicos en vez de cajas de estoperos empacados no siempre es ventajoso y para algunos servicios el sello mecánico no es tan conveniente como la empaquetadura, incluyendo aquellos en los que las condiciones tienden a que en el líquido bombeado se formen cristales por cambios de temperatura o asentamientos. Si se usan sellos mecánicos para esos servicios, es muy importante proporcionar lavado a chorro adecuado. Otra condición desfavorable para sellos mecánicos es un servicio de bombeo con largos periodos de suspensión, en los que la bomba puede hasta vaciarse. Los materiales flexibles que se usan en el sello se endurecen o puede ocurrir una ligera oxidación, causando, por lo tanto, que posiblemente se pegue el sello y se dañe al volver a trabajar finalmente, los sellos mecánicos están siempre sujetos a fallas en cualquier momento, y estas pueden ser más rápidas que las de la empaquetadura convencional. Si la empaquetadura falla generalmente, puede mantenerse trabajando la bomba con ajustes temporales hasta que es conveniente pararla. Si un sello mecánico falla la bomba debe pararse inmediatamente en casi todos los casos.

El sello mecánico es conveniente en bombas centrífugas cuando se aplica correctamente en condiciones favorables ya que evitará eficientemente el escurrimiento.

3.8 COJINETES

La función de los cojinetes (también conocidos como chumaceras) en las bombas centrífugas es mantener la flecha o rotor en correcto alineamiento con las partes estacionarias bajo la acción de las cargas radiales y transversales. Aquellos que le dan la colocación radial al rotor se conocen como cojinetes de alineación, mientras que aquellos que sitúan al rotor axialmente se llaman cojinetes de empuje. En la mayoría de las aplicaciones los cojinetes de empuje en realidad sirven como cojinetes de empuje y de alineamiento.

3.8.1 APLICACIONES DE COJINETES

En la utilización de cojinetes se han usado de todos los tipos en estas bombas. Aun el mismo diseño básico de bomba se hace con dos o más cojinetes diferentes, requeridos ya sea por las condiciones variables de servicio o por la preferencia del comprador. Generalmente, se usan dos cojinetes exteriores para la bomba de uso general de doble admisión y un solo paso, uno a cada lado de la carcasa. Estos eran originalmente del tipo de babbít con lubricación de aceite, pero en años más recientes la mayoría de los fabricantes han cambiado a cojinetes resistentes a la fricción que usan lubricación de grasa o aceite.

En las bombas horizontales con cojinetes en cada lado, los cojinetes generalmente se designan por su colocación como cojinetes interior o exterior, siendo los primeros los que están entre la carcasa y acoplamiento. Las bombas con impulsores volantes tienen ambos cojinetes en el mismo lado de la carcasa, de modo que el cojinete más cercano al impulsor se llama interior y el más alejado el exterior. En una bomba provista de cojinetes en ambos lados, el cojinete de empuje generalmente se coloca en el extremo exterior y el cojinete de alineación en el extremo interior.

Los cojinetes están montados en una caja que, por lo general, está soportada por ménsulas fijas a la carcasa de la bomba o formando parte de ella. La caja también desempeña la función de contener el lubricante necesario para la operación apropiada del cojinete.

Debido al calor generado por el propio cojinete o el calor en el líquido que se está bombeando se deben usar a veces algunos medios, además de la radiación al aire circunvecino, para mantener la temperatura del cojinete dentro de límites apropiados. Si los cojinetes tienen un sistema de lubricación forzada, el enfriamiento generalmente se obtiene circulando aceite por un enfriador separado de agua a aceite. De otra manera, generalmente se incorpora como parte de la caja una depósito por la que circula un líquido enfriador.

Cojinetes autoalineantes: Estos automáticamente se ajustaran a un cambio en la posición angular de la flecha. En los cojinetes de babbit o manguitos, el termino autoalineantes implica que estos tengan un ajuste esférico de la manga en la caja. **Cojinetes resistentes a la fricción:** Son aquellos cuyos casquillos exteriores están maquinados esféricamente o cuyas cajas permiten un ajuste esférico.

Los cojinetes más comunes resistentes a la fricción, que se usan en bombas centrífugas, son los diversos tipos de cojinetes de balas. Los cojinetes de rodillos se usan menos frecuentemente, aunque el cojinete esférico de rodillo se usa con frecuencia para tamaños grandes de flechas, para los que hay una selección limitada de baleros. Como la mayoría de los baleros son apropiados solo para cargas radiales, su uso en las bombas centrífugas tiende a limitarse a las aplicaciones en las que no se requiere que resistan cargas radiales y de empuje combinadas.

Aunque las bombas de doble admisión están teóricamente en equilibrio Hidráulico, este equilibrio raras veces se verifica en la práctica, de modo que hasta estas bombas están provistas de cojinetes de empuje. Una bomba centrífuga, siendo un producto de fundición, está sujeta a pequeñas irregularidades que pueden causar diferencias en las corrientes de remolino que se originan en los lados del impulsor. Como la alteración puede causar un empuje hidráulico axial, es necesario una forma de cojinete de empuje que sea capaz de resistir el impulso en cualquier dirección para mantener la flecha en su posición correcta.

La capacidad de empuje de un cojinete de bomba de doble admisión, generalmente está bastante excedida del desequilibrio probable causado por las irregularidades. Esta provisión se hace por.

A) El desgaste desigual de los anillos y otras partes que pueden causar desequilibrio

B) El flujo de líquido dentro de los dos ojos de admisión puede ser desigual y causar desequilibrio, debido a un arreglo impropio de la tubería de succión.

3.8.2 COJINETES DE BOLA

Como el coeficiente de fricción de rodamiento es menor que el de deslizamiento, no se debe considerar un balero en la misma forma como un cojinete de manga. En el primero, la carga se lleva en un punto de contacto de la bola con la pista, pero el punto de contacto no roza o desliza sobre la pista y no se genera calor apreciable. Además, el punto de contacto está cambiando constantemente al rodar las bolas en la pista y la operación es prácticamente sin fricción. En el cojinete de manga hay un rozamiento constante de una superficie sobre otra, y la fricción debe reducirse por medio de un lubricante ver figuras 3.47 a 3.52. (Referencia 1 y 3).

Los baleros operados a una velocidad absolutamente constantes, en teoría no requieren lubricante. Sin embargo ninguna velocidad puede llamarse absolutamente constante, por que las condiciones que afectan la velocidad siempre varían ligeramente. Por ejemplo, un motor con velocidad de plena carga clasificado a 3510 r.p.m., puede variar de velocidad en el curso de un minuto de 3505 a 3515 r.p.m. Cada variación de velocidad tiene el efecto de hacer que las bolas de un cojinete se retrasen o adelanten en la pista, debido a su inercia. Consecuentemente se verifica una ligera acción de deslizamiento, casi inapreciable, pero sin embargo, existen. Otra condición limitante es que hasta el metal más duro sufre deformaciones pequeñas al recibir carga, perturbando el punto perfecto de contacto y agregando otra ligera acción de deslizamiento. Por esta razón debe darse alguna lubricación a los baleros.

Los baleros de empuje están contruidos para resistir pesadas cargas por puro movimiento rodante en un contacto angular. Como la carga de empuje es axial, se distribuye por igual a todas las bolas a lo largo de la pista y la carga individual de cada bola es sólo una pequeña fracción de la carga de empuje total. En esos cojinetes es esencial que las bolas estén espaciadas muy uniformemente, y para este objeto se usa una jaula de retén entre las bolas y el carril interior y exterior. Esta jaula no recibe carga, pero el contacto entre ella y la bola produce fricción de deslizamiento que genera una pequeña cantidad de calor. Es por esta razón por la que generalmente los cojinetes de bolas de empuje tienen un deposito de agua.

3.8.3 TIPOS Y APLICACIONES DE COJINETES DE BALEROS

Existen diversos tipos, y cada uno tiene características que pueden convertirlo en una buena o mala selección para una aplicación específica. Aunque muchos tipos pueden a veces ser aceptables, es mejor para los compradores dejar la selección al fabricante. Por ejemplo, algunos compradores especifican cojinetes de doble hilera, cualquiera que sea el tamaño o tipo de la bomba, a un cuando los cojinetes de una sola hilera sean con frecuencia apropiados o mejores.

Los baleros más comunes usados en bombas centrífugas son:

- A) los de una sola hilera y surco profundo
- B) los de doble hilera y surco profundo
- C) de doble hilera y oscilante
- D) De contacto angular de una o dos hileras.

3.8.3.1 BALERO DE UNA SOLA HILERA CON SURCO PROFUNDO

El cual se aprecia en la fig. 3.47 es el balero más comúnmente usado en bombas centrífugas, exceptuando los tamaños más grandes. Es bueno tanto para cargas radiales como axiales, pero requiere un cuidadoso alineamiento entre la flecha y la caja en la que está montado el balero. Algunas veces se usa con sellos construidos dentro del balero con objeto de excluir mugre, retener el lubricante o ambas cosas.

3.8.3.2. BALERO DE DOBLE HILERA Y SURCO PROFUNDO

Efectivamente si se ponen dos baleros de una sola hilera colocados lado a lado - tiene más capacidad tanto para cargas radiales como de empuje (fig. 3.48). Se usa muy frecuentemente si la carga es mayor de la permitida para un balero de una sola hilera.

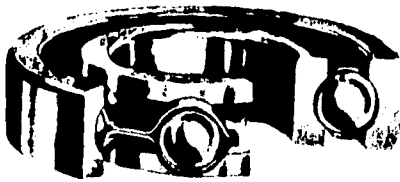


Fig. 3.47

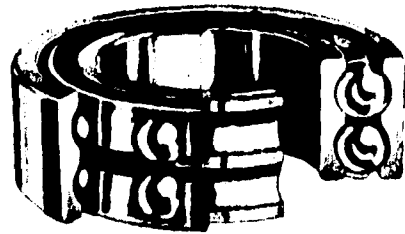


Fig. 3.48

3.8.3.3 BALERO OSCILANTE DE DOBLE HILERA

Como se observa en la fig. 3.49 es el balero más servicial para cargas pesadas altas velocidades, separación larga entre cojinetes y sin empuje terminal. Por esta razón se adapta idealmente para servicio como cojinete de alineación en bombas centrífugas. Su doble hilera de bolas corre en surcos fijos en el carril interior o de la flecha; su carril exterior está acabado en un asiento esférico. Cualquier vibración ligera o deformación de la flecha se compensa en este cojinete que opera como pivote. En bombas de construcción ligera, también compensará el leve desalineamiento causado por el resuelle, que se efectua en la carcaza cuando se eleva la presión.

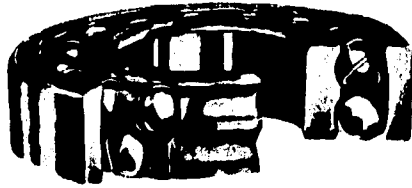


Fig. 3.49

3.8.3.4 BALERO DE CONTACTO ANGULAR

Este opera bajo un principio que lo hace bueno para pesadas cargas de empuje . El tipo de una sola hilera (fig. 3.50) es bueno para empuje en una sola dirección, mientras que el tipo de doble hilera (fig. 3.51), que es básicamente dos baleros de una sola hilera , colocados cara a cara, puede soportar empuje en ambas direcciones .

Dos baleros de una sola hilera de contacto angular con frecuencia se juntan con las caras de las pistas maquinadas por el fabricante para que puedan usarse uno delante del otro para cargas grandes con empuje en una dirección o cara a cara (fig. 3.52) para cargas de empuje en dos direcciones.

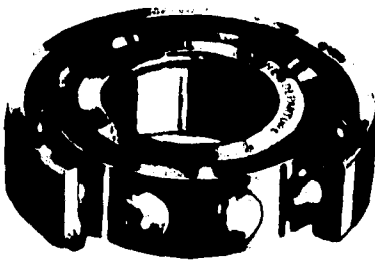


Fig. 3.50 Balero de hilera de de contacto angular

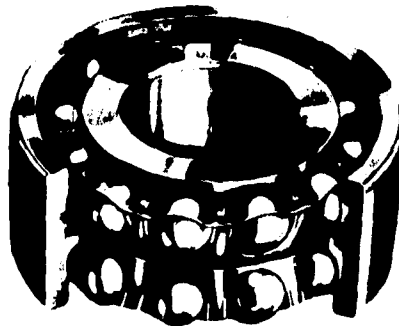


Fig. 3.51 Balero de dos hileras de contacto angular

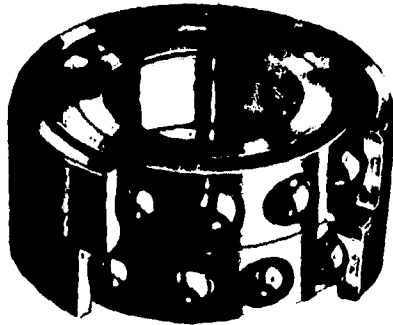


Fig 3.52. Dos baleros de contacto angular montados cara a cara.

El balero de una sola hilera de contacto angular, se puede usar por separado en bombas centrífugas, sólo si el empuje es siempre en una dirección. Su campo de aplicación está así limitado principalmente a bombas verticales. Otra aplicación muy interesante es el uso de dos de esos baleros en bombas de succión por el extremo para soportar el empuje axial en ambas direcciones. Este arreglo permite una cierta cantidad de ajuste axial del impulsor en su voluta, logrado aflojando una tuerca de balero y apretando la otra. Desgraciadamente ese ajuste es extremadamente delicado y requiere un mecánico de primera clase, su practicabilidad comercial está por lo tanto limitada.

El balero de doble hilera de contacto angular, o su equivalente de un par unido montado cara a cara, se ha encontrado que es muy satisfactorio para bombas capaces de una alta carga de empuje en ambas direcciones. Algunos fabricantes de bombas tienen normas para muchas aplicaciones de este balero.

3.8.4 COJINETES DE MANGA.

Aunque los cojinetes de manga han sido sustituidos por los cojinetes antifricción en la mayoría de los diseños, todavía tienen un gran campo de aplicación. En ciertos casos se utilizan por razones económicas en su construcción; por ejemplo, en bombas pequeñas que se usan para bombear líquidos limpios ver fig. 3.53 (Referencia 1,3 y 6)

Por otro lado, se usan cojinetes de manga en bombas grandes para trabajo pesado, con diámetro de flecha de tales proporciones, que no se consiguen fácilmente cojinetes antifricción.

Otra aplicación típica es en bombas de varios pasos de alta presión, como las bombas de alimentación de caldera para presiones de 105 Kg/cm² y mas altas, que requieren cojinetes de manga debido a una combinación de diámetro bastante grande y altas presiones (3600 a 9000 r.p.m.). Otra aplicación más, es en bombas verticales sumergidas, como las bombas de turbinas verticales en las que los cojinetes están sujetos al contacto con el agua, una condición que prohíbe el uso de cojinetes antifricción. Además una preferencia personal por los cojinetes de manga, es algunas veces lo bastante marcada para hacer que un comprador de bombas hasta pague sobreprecio por un diseño especial, como modificaciones de una bomba de línea normal, para sustituir la construcción con baleros por esos cojinetes.

La mayor parte de los cojinetes de manga están lubricados con aceite. Como se deben proporcionar medios adecuados para la alimentación de aceite, los cojinetes de flechas verticales y horizontales varían considerablemente.

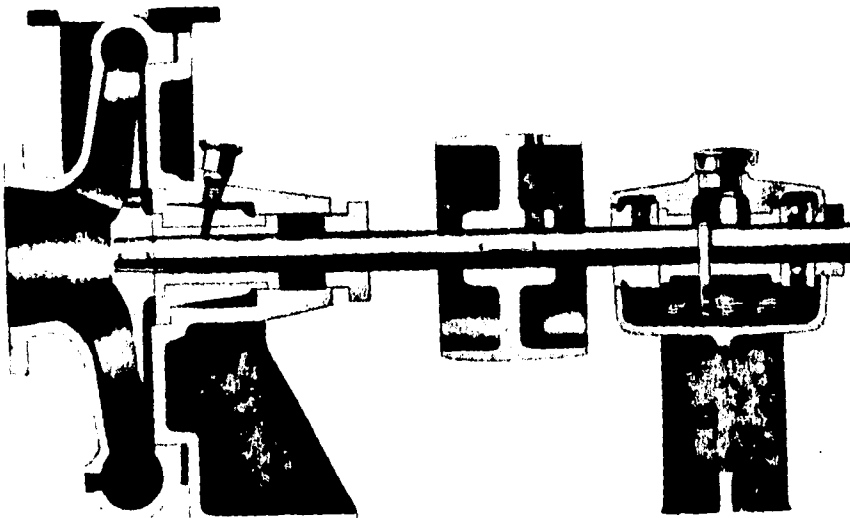


Fig. 3.53 Cojinete de manga

3 8.4.1 COJINETES CON BABBITT

Estos son generalmente preferidos para servicio de trabajo pesado. La manga del cojinete puede consistir de una camisa de babbitt (de 3.175 mm de espesor o más) que está anclada en la concha del cojinete de hierro fundido, por medio de ranuras de cola de pato. Para asegurar una adherencia perfecta, las conchas se estañan primero y se vacía el babbitt a la temperatura de fusión del estaño.

Para aumentar la carga de las bombas de alta velocidad estos se hacen más cortos que los de las unidades convencionales. Además, pueden incluir una construcción llamada antibatidora de aceite. (La construcción para alta velocidad da por resultado pesos más livianos de rotor que tiende a reducir el batido de aceite si no se toman en cuenta). Se provee una bolsa en la mitad superior del cojinete, en el que se acumula un colchón de aceite a presión durante la operación. Esta presión produce una fuerza hacia abajo en la chumacera que la sostiene en la parte inferior del cojinete y mantiene la vibración en el mínimo.

Raras veces se aplican los cojinetes de manga a las bombas horizontales con un arreglo de impulsor volante, sino más bien en aquellas diseñadas con cojinetes en ambos extremos y para impulsar por medio de un acoplamiento flexible (El cual se explicara más a delante). Para esas bombas, se deben tomar medidas para el empuje en una de las siguientes formas:

A) Un cojinete de manga radial en un extremo y un cojinete combinado radial y de empuje con babbit en el otro extremo.

B) Dos cojinetes de manga con un elemento separado del cojinete de empuje, ya sea de tipo manga o de antifricción (Fig. 3.54).

C) Cojinetes radiales de manga con bordes de babbit o caras en los extremos de los mangos, éstos actuando en combinación con collares en la flecha (Fig. 3.55).

Este tercer tipo de cojinete radial y de empuje combinado es, por supuesto el diseño más simple. Era bastante popular cuando las bombas centrífugas operaban a velocidades mucho más lentas y soportaban cargas de empuje más bajas que las que tienen ahora.

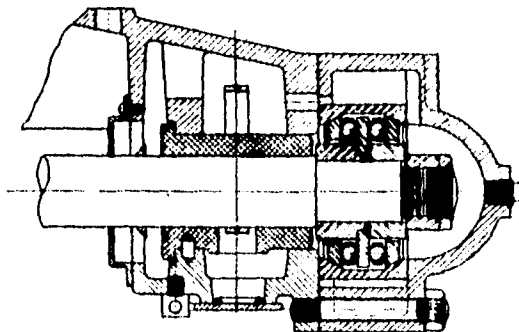


Fig. 3.54 Cojinete de empuje de bolas, usado con cojinete de manga.

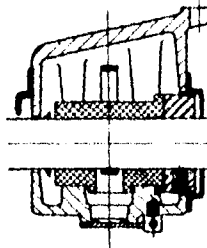


Fig. 3.55 Cojinete de empuje sencillo con babbitt.

3.9 ACOPLAMIENTOS

Los impulsores y las partes complementarias para constituir una bomba centrífuga están conectadas por medio de acoplamientos. Excepto las unidades conectadas en forma compacta, en las que el impulsor está montado en una extensión de la flecha de la unidad motriz (Referencia 1, 3, 6 y 7).

Los acoplamientos pueden ser flexibles o rígidos:

3.9.1 ACOPLAMIENTOS RIGIDOS

Un acoplamiento que no permite movimiento relativo axial o radial entre las flechas del impulsor y de la bomba se llama acoplamiento rígidos, conecta las dos flechas sólidamente y en efecto, las convierte en una sola flecha. El uso de acoplamiento rígidos está principalmente restringido a bombas verticales.

3.9.1.1 ACOPLAMIENTOS DE ABRAZADERA

Estos son típicos de un acoplamiento rígido. El cual consiste básicamente de una manga dividida provista de tornillos de tal forma 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, ver fig. 3.56.

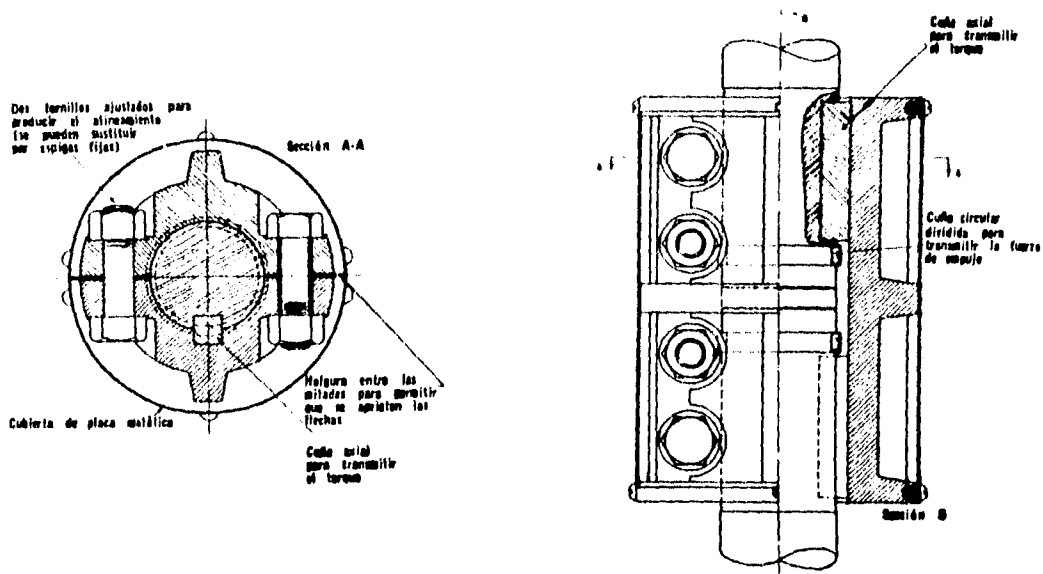


Fig 3.56 Acoplamiento de abrazadera

3.9.1.2 ACOPLAMIENTO DE COMPRESION

Un acoplamiento de compresión es básicamente en esencia un acoplamiento rígido. La porción central de un acoplamiento está formado por 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.

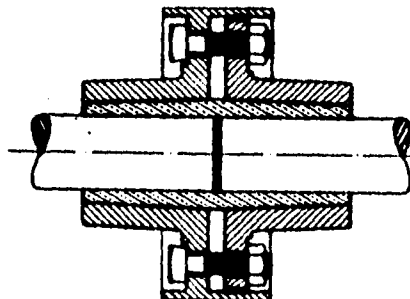


Fig. 3.57 Acoplamiento de presión

3.9.2. ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES

Es un dispositivo que conecta dos flechas, pero tiene la capacidad de transmitir torque de la flecha del impulsor a la flecha impulsada tolerando un pequeño desalineamiento (angular, paralelo o una combinación de los dos). Aunque los acoplamientos flexibles compensen ligeros errores en casos de emergencia, el desalineamiento es siempre indeseable y no deberá tolerarse permanentemente. Causa chicoteo en las flechas, aumenta el empuje en los cojinetes de la bomba 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 o separarse bajo la influencia de la expansión térmica, fluctuación hidráulica, o 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 tratará posteriormente con más detalle.

3.9.2.1 ACOPLAMIENTOS 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 o de otro material compresible para dar 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, ver fig. 3.58.

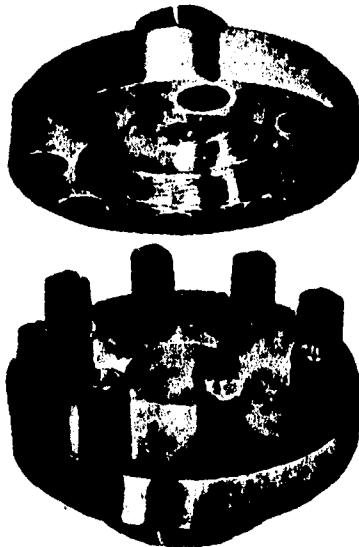


Fig. 3.58 Acoplamiento de pasador y amortiguador

3.9.2.2 ACOPLAMIENTO LOVEJOY

Es realmente una modificación del principio del acoplamiento de pasador y amortiguador. Consiste en dos cubos con bridas montados en las flechas impulsora e impulsada, respectivamente, con patas salientes o mordazas en las bridas. Estas últimas encajan en un elemento central flexible en forma de araña (generalmente hecha de hule), que absorbe pequeños desalineamientos y vibraciones, ver fig. 3.59.

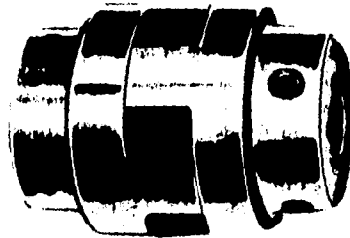


Fig 3.59

3.9.3 ACOPLAMIENTOS TODOS METALICOS

Se dice que un acoplamiento metálico es aquel cuyas partes están echas completamente de metal. Algunos acoplamientos dependen de la flexibilidad de las placas metálicas o de resortes, mientras que otros depende del desplazamiento angular que es posible con dos estrías conectadas con una manga también estriada.

3.9.3.1 ACOPLAMIENTO TIPO FAST

Se observa en la carcasa exterior del acoplamiento dentro de cada extremo, un anillo con engrane de dientes cortado, en su interior encaja con los engranes de las mitades impulsora e impulsora del acoplamiento. El torque se transmite a través de los dientes de engrane, mientras que la acción de deslizamiento necesaria y la capacidad para ligeros ajustes de posición se deriva de cierta libertad de acción que existe entre los dos juegos de dientes. Para evitar cualquier tendencia a pegarse, debido a la fricción, los engranes trabajan constantemente en un baño de aceite que se retiene dentro de la carcasa exterior. Algunas aplicaciones de alta velocidad usan grasa delgada, ver fig 3.60.

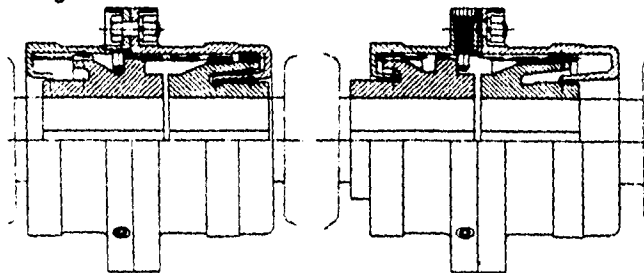


Fig. 3.60

3.9.3.2 ACOPLAMIENTO TIPO FALK

Este es otro tipo de acoplamiento todo metálico el cual consiste en dos cubos de acero con bridas y un resorte especial templado que forma una rejilla cilíndrica completa, y una carcasa de acero como tapa. Las periferias de los cubos están ranurados para recibir el resorte, como se observa en la fig. 3.61, Las ranuras se ensanchan interiormente unas hacia otras en forma de arco que tiene una relación definida con el espesor de las barras de la parrilla de resorte. La curvatura es de tal forma que los puntos de apoyo se acercan uno a otro al aumentar la carga (fig. 3.62). De hecho las ranuras están formadas de manera que el esfuerzo sobre el resorte permanecen casi constante en todo el campo de acción elástica del acoplamiento. Durante la carga ligera (3.62 A), los resortes se acomodan en las ranuras exactamente en sus extremos exteriores. Por lo tanto, hay un largo tramo libre de resorte entre el punto de soporte y la fuerza se transmite casi a través de toda la longitud de los brazos flexibles del resorte. Durante la carga normal (B), la distancia entre los soportes en las ranuras se acorta automáticamente al aumentar la carga, endureciendo o reforzando el resorte contra el doblez. Durante una carga excesiva (C), la carga se vuelve tan grande que los resortes se apoyan en toda la longitud de la ranura, lo que hace posible la transmisión de severas sobrecargas. El acoplamiento flexible Falk está lubricado con grasa.

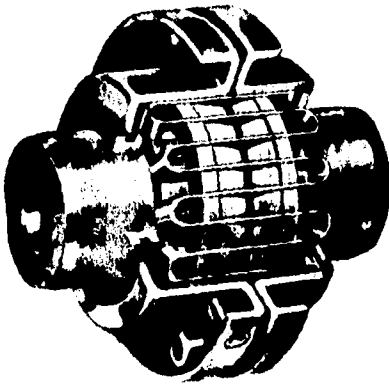


Fig. 3.61 Acoplamiento Falk

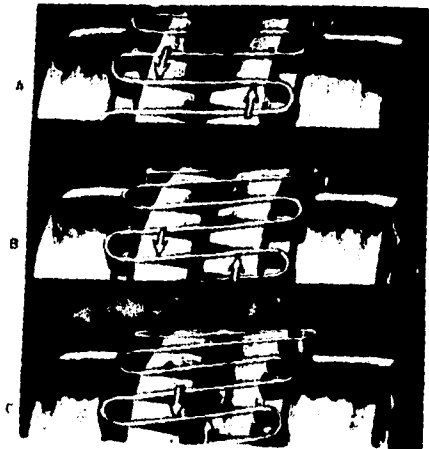


Fig. 3.62 Falk en operación.

Si no se puede tolerar la interrupción de la operación para relubricar los acoplamientos con aceite, se usan acoplamientos lubricados constantemente, por ejemplo, en instalaciones de bomba de alimentación de calderas sin unidades de repuesto en bombas de alimentación de calderas movidas directamente por la flecha del generador principal. Un arreglo típico consiste de un recipiente hermético al aceite atornillado a un extremo de la porción estacionaria, sea de la parte del equipo impulsor o del impulsado. El otro extremo del recipiente tiene un ajuste de deslizamiento dentro de una carcasa que está atornillada a la otra parte del equipo. Se usa alguna forma de empaque para evitar la pérdida del aceite en la junta de deslizamiento. Se trae aceite a presión al interior del recipiente y choca contra los dientes de las ruedas engranadas del acoplamiento, colectándose el exceso en el fondo del recipiente y se regresa al depósito de aceite.

3.9.3.3 ACOPLAMIENTOS DE FLECHA FLOTANTE

Los acoplamientos flexibles ordinarios están hechos para conectar la flecha 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, o cuando por razones especiales se tienen que separar los extremos de las flechas del impulsor y la bomba a una distancia considerable.

Tal es el caso por ejemplo, con los diseños de bombas de succión en el extremo en los que el conjunto del 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.

El acoplamiento de extensión 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 impulsadora. 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. Cada fabricante usa diferentes soluciones según lo requieren sus diseños básicos de acoplamientos. Por ejemplo, cualquiera de los dos acoplamientos puede ser del tipo de engranaje sencillo, puede consistir de un medio acoplamiento flexible y un medio acoplamiento rígido en cada extremo o pueden ser acoplamientos completamente flexibles construidos con alguna conducción o corredera guía, ver fig. 3.63.

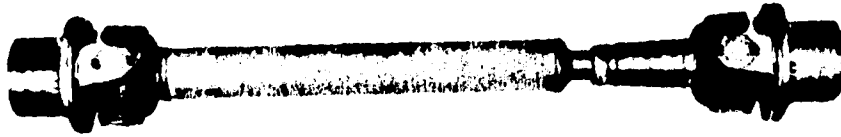


Fig. 3.63 Acoplamiento de flecha flotante.

3.9.3.4 ACOPLAMIENTO PARA IMPULSOR DUAL.

En instalaciones de bombas con impulsor dual, generalmente es conveniente tener un impulsor inactivo para ahorrar energía o 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 nuevamente. Un ejemplo de estos es el acoplamiento de cadena de desconexión rápida.

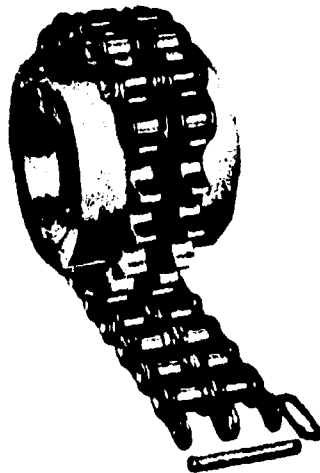


Fig. 3.64 Acoplamiento de cadena de desconexión rápida .

CAPITULO 4

FUNCIONAMIENTO TEORICO.

4.1 CONCEPTO DE EFICIENCIA

La ecuación $H_{tB} = 1/g (U_2 V_2 \cos\alpha_2 - U_1 V_1 \cos\alpha_1)$ como se vio en el capítulo dos es teórica pues se refiere al comportamiento del impulsor trabajando aisladamente, expresa la carga teórica de bombeo que el impulsor da al fluido. Sin embargo, la carga de bombeo (H_B) que en realidad recibe el fluido es menor, las pérdidas internas inherentes al fluido dentro de la bomba son las causantes de esta diferencia. Pero lo que interesa es el comportamiento real de una bomba como tal, por lo cual se debe analizar las pérdidas hidráulicas por turbulencia, de superficie y circulación del flujo, las pérdidas volumétricas y las pérdidas mecánicas. Estas se analizarán a través del concepto de eficiencia, por lo cual en la figura 4.1, se muestra una bomba la cual se le aplica una potencia al freno también llamada potencia mecánica en el cople de la flecha motriz en forma de un par motor a cierta velocidad angular. De esta potencia, al impulsor le llega únicamente la diferencia entre esta y las pérdidas mecánicas siguientes: pérdidas por fricción en el cojinete (A) que se transfieren en forma de calor al medio ambiente, pérdidas por fricción en el estopero debidas a la fricción entre la empaquetadura de sello y la flecha motriz (B) que se pierde en forma de calor y pérdidas por arrastre viscoso de líquido que queda entre la carcaza y el cabezal y entre la carcaza y el cubre álabes (Placa lateral del álabe que conforma un impulsor cerrado), que también se disipa en forma de calor y que se denominan pérdidas de disco (Referencia 3, 4 y 9).

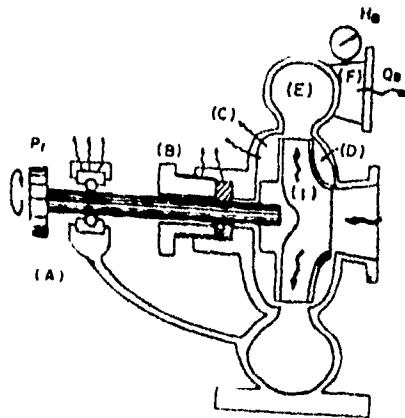


Fig. 4.1

De lo expuesto anteriormente la potencia hidráulica o del impulsor se puede expresar como:

$$P_H = P_f \times \eta_m \dots\dots\dots 15$$

Donde:

P_f ; Es la potencia al freno.

P_H ; Es la potencia hidráulica.

η_m ; Es la eficiencia mecánica.

o bien :

$$\eta_m = \frac{P_H}{P_f} = \frac{\gamma Q_i H_{tB}}{P_f} \dots\dots\dots 16$$

Por lo que:

La eficiencia mecánica que toma en consideración todas estas pérdidas. Esta es muy alta del orden de 0.96

Aprovechando la figura 4.1. podemos decir que existen otras pérdidas relacionadas con el gasto, o sea que el gasto que da el impulsor Q_i no es el real pues existen fugas inevitables, aunque pequeñas a través de la empaquetadura donde sale la flecha motriz (B) y el retroceso de flujo de la zona de alta presión o voluta hacia la zona de baja presión del ojo del impulsor a través de los anillos de sellos o desgaste de la carcasa (D) , de tal forma que el gasto aforado en la brida de descarga es menor que el del impulsor , que depende de la tolerancia y estado en que se encuentran los anillos de sello, y que se puede expresar en la forma siguiente :

$$\eta_v = \frac{Q_B}{Q_i} \dots\dots\dots 17$$

Donde:

η_v ; Es la eficiencia volumétrica, que también resulta ser muy alta y del orden de 0.98

Q_B ; Es el gasto en la brida de descarga

Q_i ; Es el gasto interno o gasto del impulsor

Finalmente existe una pérdida de energía muy alta por turbulencia del flujo, desde el interior del impulsor (I), el flujo cruzado en espiral en la voluta (E) hasta la salida del difusor (F), de tal forma que la carga real medida con un manómetro en la brida de descarga H_B es menor que H_{TB} y que podemos expresar también como :

$$\eta_h = \frac{H_B}{H_{TB}} \dots\dots\dots 18$$

Donde:

η_h : Es la eficiencia hidráulica.

H_B ; Carga en la brida de descarga

H_{TB} ; Carga teórica de bombeo

La eficiencia hidráulica que puede variar desde 0.25 hasta 0.9 en el mejor de los casos. Las eficiencias muy bajas son indeseables puesto que provocan un mal funcionamiento en las bombas que se puede reflejar en la pérdida de carga de bombeo, además de que resulta antieconómico.

Luego entonces la eficiencia total de la bomba se puede expresar como : $\eta_B = \eta_m \eta_v \eta_h$. Ahora bien como η_m y η_v son muy altas, del orden de la unidad y bastante constante η_B se puede considerar representada por la η_h , y de la anterior se puede escribir:

$\eta_B = \eta_h$ por lo que :

$$H_B = \eta_h H_{TB} = \eta_B H_{TB} \dots\dots\dots 19$$

Luego entonces la ecuación de Euler se puede llevar al campo real a través de esta , quedando :

$$H_{TB} = \frac{\eta_B}{g} (U_2 V_2 \cos\alpha_2 - U_1 V_1 \cos\alpha_1) \dots\dots\dots 20$$

Por inspección de las ecuaciones anteriores se ve de inmediato que el segundo término del segundo miembro reduce la carga de la bomba. Por lo tanto conviene eliminar a este término y así lo hacen los fabricantes diseñando los impulsores con un ángulo de entrada $\alpha_1 = 90^\circ$.

En efecto siendo $\alpha_1 = 90^\circ$, V_1 es radial con lo cual $U_1 V_1 \cos \alpha_1 = 0$ y finalmente el funcionamiento de la bomba queda optimizado por la ecuación de Euler de la siguiente manera.

$$H_B = \frac{\eta_B}{g} U_2 V_2 \cos \alpha_2 \dots \dots \dots 21$$

4.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las curvas características son familias de curvas que involucran variables hidráulicas mecánicas y geométricas relacionadas con la selección, diseño y operación de las turbomáquinas

Las curvas características de funcionamiento de una bomba centrífuga las determina la interrelación entre la capacidad, carga, potencia y eficiencia.

4.2.1 Curva característica carga- gasto (Q-H)

En una bomba centrífuga la carga de bombeo depende del gasto (Q) que entra y de la velocidad de giro N. Habitualmente N esta fijo, ya que depende del motor al cual esta acoplado la bomba, por lo tanto se tiene que, la relación entre la capacidad y la carga, se llama curva de carga - capacidad por lo que $H_B = f(Q)$, (Referencias 4,6 y 9).

En la en fig. 4.2 se muestra para un impulsor de una bomba el paralelogramo de velocidades a la salida. Se tiene que, siendo V_2 la resultante de W_2 y U_2 , la proyección de la resultante sobre una dirección cualquiera deberá ser igual a la suma de las proyecciones de las componentes sobre esa misma dirección.

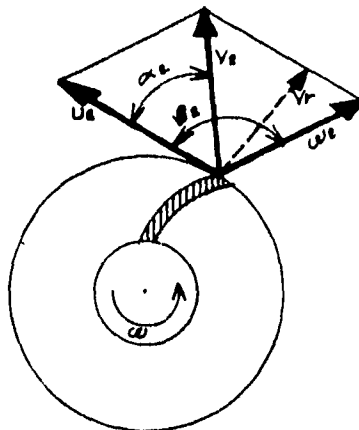


Fig. 4.2

Es decir:

$$Vu_2 = V_2 \cos \alpha_2 \dots\dots\dots 22$$

Del paralelogramo de velocidades:

$$Vu_2 = U_2 - W_2 \cos (180^\circ - \beta_2) \dots\dots\dots 23$$

Sustituyendo 23 en 21.

$$H_B = \frac{\eta_B}{g} U_2 [U_2 - W_2 \cos (180^\circ - \beta_2)] \dots\dots\dots 24$$

La ecuación de Euler queda :

$$H_B = \frac{\eta_B U_2^2}{g} - \frac{\eta_B U_2 W_2}{g} \cos (180^\circ - \beta_2) \dots\dots\dots 25$$

Recordando :

$$U_2 = \frac{\pi N D_2}{60} \dots\dots\dots 26$$

Donde:

N ; Es la velocidad de rotación en r.p.m.

D_2 ; Es Diámetro de descarga del impulsor en m.

Por otro lado el gasto se determina de la siguiente manera.

$$Q = A_2 V_{m_2} \dots\dots\dots 27$$

Donde:

V_{m_2} ; es la velocidad meridiana o radial.

A_2 ; Es el área perimetral de descarga del impulsor como se observa en la fig. 4.3

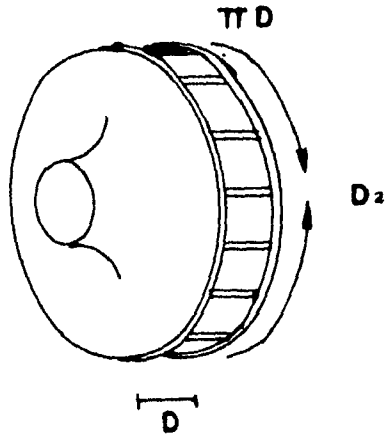


Fig. 4.3 Área de descarga

Por otro lado:

$$V_{m2} = W_2 \text{ sen } (180^\circ - \beta_2) \dots\dots\dots 28$$

$$A_2 = \pi D_2 b_2 K_2 \dots\dots\dots 29$$

Donde:

b_2 ; Es el ancho del impulsor a la salida.

k_2 ; Es un coeficiente de reducción del área de descarga, debido al espesor de los alabes, el cual es ligeramente menor que la unidad.

Luego con 28 y 29 en 27 la expresión de gasto queda:

$$Q = W_2 \text{ sen } (180^\circ - \beta_2) \pi D_2 b_2 K_2 \dots\dots\dots 30$$

De donde :

$$W_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 K_2 \text{ sen}(180^\circ - \beta_2)} \dots\dots\dots 31$$

Sustituyendo las ecu. 26 y 31 en 25 ,queda :

$$H_B = \frac{\eta_B \pi^2 N^2 D_2^2}{3600 g} - \frac{\eta_B \pi N D_2}{g \times 60} \frac{Q}{\pi D_2 b_2 K_2} \cot(180^\circ - \beta_2) \dots 32$$

Considerando $b_2 = C_2 D_2$, donde C_2 es una relación geométrica que se verá más adelante en este capítulo en el subtema referente a la teoría de similitud, la expresión 32 queda de la siguiente manera.

$$H_B = \frac{\eta_B \pi^2 N^2 D_2^2}{3600 g} - \frac{\eta_B \pi N}{g \times 60} \frac{Q}{\pi D_2 C_2 K_2} \cot(180^\circ - \beta_2) \dots 33$$

Tomando en cuenta que ;

$$K_1' = \frac{\eta_B \pi^2}{g 3600} \quad \text{y} \quad K_2' = \frac{\eta_B}{60g C_2 K_2} \dots 34$$

Donde:

K_1' ; K_2' ; Son constantes que resultan de simplificar términos en donde se considera a $\eta_B = \text{cte}$.

Tomando en cuenta lo inmediato anterior la ecuación de Euler se puede escribir de la siguiente manera:

$$H_B = K_1' (N^2 \cdot D_2^2) - K_2' \left(\frac{N}{D_2}\right) Q \cot(180^\circ - \beta_2) \dots 35$$

Por inspección se puede ver que existen las variables siguientes; N , D_2 y β_2 que afectan a la relación funcional $H_B - Q$.

Si consideramos primero como constantes a N y D_2 para analizar únicamente el efecto de β_2 está se puede escribir así :

$$H_B = K_1'' - K_2'' Q \cot(180^\circ - \beta_2) \dots 36$$

Donde:

$$K_1'' = K_1' (N^2 \cdot D_2^2) \dots 37$$

$$K_2' = K_2 \left(\frac{N}{D_2} \right) \dots\dots\dots 38$$

Como se puede ver en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6. la variación del ángulo β_2 ; para valores de Q determina el comportamiento teórico de la curva. Es decir para $\beta_2 < 90^\circ$, en donde $(180^\circ - \beta_2) > 90^\circ$ y la cot $(180^\circ - \beta_2)$ es negativa por lo que la ecuación 20 se modifica de la siguiente manera.

$$H_B = K_1' + K_2' Q \dots\dots\dots 39$$

Esta expresión determina que se trata de una línea recta ascendente y el tipo de impulsor se muestra en la fig. 4.4 Como se puede ver del paralelogramo de velocidades al aumentar Q, aumenta W_2 y por lo tanto aumenta la cantidad de movimiento dando como resultado una curva ascendente con Q.

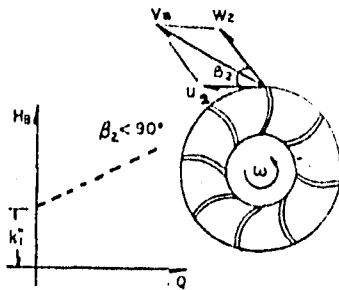


Fig. 4.4.

Cuando se diseña un impulsor que tenga sus alabes radiales en la descarga, $\beta_2 = 90^\circ$, esto hace que $(180^\circ - \beta_2) = 0$, por lo tanto la presión en la descarga se mantiene constante en todo el rango de gasto. Como se ve en la fig. 4.5.

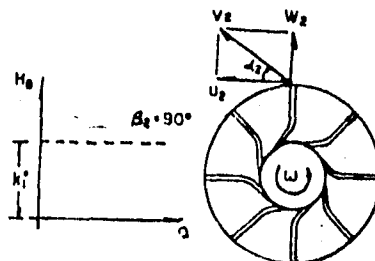


Fig. 4.5

Por otro lado para $\beta_2 > 90$ en donde $(180^\circ - \beta_2) < 90^\circ$ y la $\cot (180^\circ - \beta_2)$ es positiva, por lo que la ecuación 36 queda.

$$H_B = K_1' - K_2' Q \dots\dots\dots 40$$

Esta ecuación representa en el plano $H_B - Q$ una línea recta descendente como se aprecia en la fig. 4.6. A este tipo de bombas se le llama de propósito general y sus alabes van orientados hacia atrás. Se utilizan para todo tipo de trabajos debido a su gran estabilidad en su funcionamiento ya que su V_2 es la más pequeña de todas y casi toda la energía transformada aparece en forma de presión. Por la gran aplicación que tiene este tipo de impulsor, haremos uso de este para obtener el plano característico de isoeficiencias de las bombas, que sirve tanto para seleccionar las máquinas como para estudiar el funcionamiento de los sistemas de bombeo.

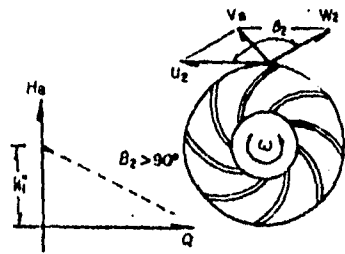


Fig. 4.6

Los fabricantes se dieron cuenta que el ángulo $\cot (180^\circ - \beta_2)$ es el ángulo más conveniente para este tipo de impulsor, por lo cual si se toma este ángulo la $\cot (180^\circ - \beta_2)$ se hace constante, e incorporando esta a la fórmula resulta ahora esta.

$$H_B = K_1 (N^2, D_2^2) - K_2 \left(\frac{N}{D_2}\right) Q \dots\dots\dots 41$$

Considérese $D = cte$ y puesto que en realidad la η_B no es constante, por esta razón la ec. 41 queda de la siguiente manera.

$$H_B = K_1^*(N^2) - K_2^*(N) Q \dots\dots\dots 42$$

Donde:

$$K_1^* = K_1 D_2^2 \dots\dots\dots 43$$

$$K_2^* = K_2 / D_2 \dots\dots\dots 44$$

De inmediato se ve que si ahora utilizamos para mover nuestra bomba diferentes motores cuyas velocidades angulares pueden ser : $N_1, N_2, N_3, \dots, N_i$, r.p.m., se pueden generar en el plano H_B-Q (ver fig. 4.7), tantas curvas de gasto como N_i se tengan; con lo cual nos damos cuenta que la turbomáquina generatriz resulta ser sumamente versátil, pues con solo variar N , prácticamente se cubre así todo el campo H_B-Q con una sola bomba.

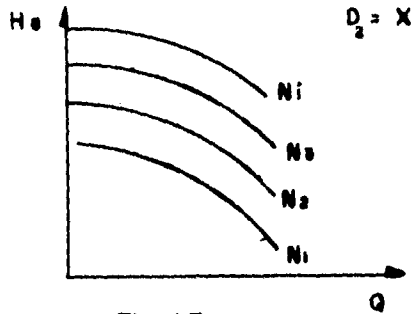


Fig. 4.7

Lo mismo se puede decir de D_2 , si ahora mantenemos a N constante y hacemos variar D_2 , usando cada vez más impulsores de diferentes diámetros dentro de la misma carcasa de una misma bomba, en que la variación de D es relativamente pequeña, por ejemplo de : $D_2=8''$, $8 \frac{1}{4}''$, $8 \frac{1}{2}''$, $8 \frac{3}{4}''$, hasta $9''$, entonces la ecuación queda :

$$H_B = K_1^{**} (D_2^2) - K_2^{**} \left(\frac{1}{D_2}\right) Q \dots\dots\dots 45$$

Donde:

$$K_1^{**} = K_1 N^2 \dots\dots\dots 46$$

$$K_2^{**} = K_2 N \dots\dots\dots 47$$

Y el plano característico producido sería como el mostrado en la fig. 4.8

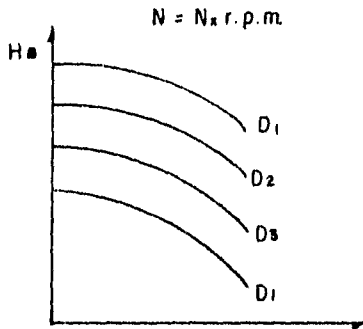


Fig. 4.8.

Las ecuaciones 42 y 45 así como su representación gráfica 4.7 y 4.8 respectivamente son teóricas puesto que se obtuvieron de un razonamiento analítico a partir de la ecuación de Euler, por lo que para poder usar estas en el diseño de sistemas de bombeo se requiere de curvas características reales, es necesario una vez fabricado un modelo dado llevarlo al laboratorio y obtener así el funcionamiento real de este.

4.3 CURVAS CARACTERÍSTICAS REALES DE LAS BOMBAS

Para este efecto en la fig. 4.9. se muestra una instalación típica de un laboratorio para el ensaye de bombas. En la figura se muestra una bomba acoplada con un motovariador (motor de velocidad variable) Montado sobre una base de apoyo. La tubería de succión (2), la cual toma el agua de un depósito de alimentación(1) y lo introduce a la bomba (3) la cual le imparte energía y luego descarga en la tubería de presión (4) en donde esta instalada una válvula para controlar el gasto. La tubería de descarga, continua hasta un vertedor triangular de pared delgada el cual es el dispositivo que permite medir el gasto (5) y finalmente descarga al deposito de alimentación, formándose así un circuito que evita el desperdicio del agua. Antes y después de la bomba se encuentran instalados los manómetros de succión y descarga respectivamente para medir esas presiones. Para medir la velocidad angular o de giro se usa se usa un tácometro que se aplica en la flecha motriz del motovariador y se fija la velocidad deseada con el maneral (6) del motovariador (Referencias 4 y 10).

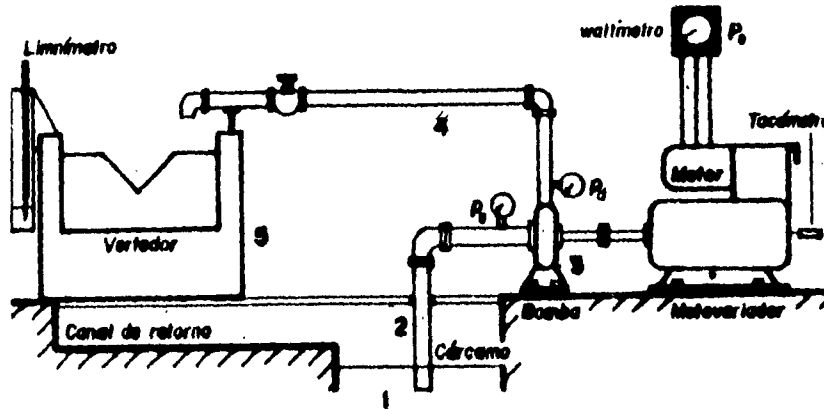


Fig. 4.9

Para obtener las curvas características antes mencionadas se procede en la forma siguiente.

A fin de determinar las variables cuya medición se requiere para calcular la carga de la bomba. Primero se hará un balance de energía, tomando como volumen de control a la bomba y como $(PHC)_0$ el que pasa por la flecha motriz de esta ver fig. 4.10.

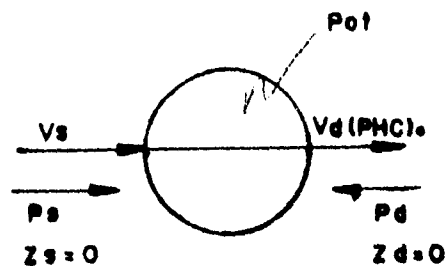


Fig. 4.10

En el se representa una bomba en sus secciones de entrada y salida. En la succión, el flujo tiene una velocidad V_s y una presión P_s y en la descarga V_d y P_d . Como se dijo anteriormente como el PHC pasa por eje de la bomba, la energía potencial del flujo con respecto a ese plano será nula en ambas secciones.

Entonces se tiene que la energía por unidad de peso del flujo en la succión y en la descarga será:

$$H_s = z_s + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \dots\dots\dots 48$$

$$H_d = z_d + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \dots\dots\dots 49$$

Donde :

Z; Es la energía de posición, en m.

$\frac{P}{\gamma}$: Es la energía de presión , en m.

$\frac{V^2}{2g}$: Es la energía cinética , en m.

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, que dice que la energía que entra a un volumen de control debe ser igual a la energía que sale, luego:

En términos de energía por unidad de tiempo:

$$Pot + \gamma Q (z_s + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}) = \gamma Q (z_d + \frac{P_d}{2g} + \frac{V_d^2}{2g}) \dots\dots\dots 50$$

$$Pot = \gamma Q \left[(z_d + \frac{P_d}{2g} + \frac{V_d^2}{2g}) - (z_s + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}) \right] \dots\dots\dots 51$$

Pero la potencia la podemos expresar hidráulicamente como.

$$Pot = \gamma Q H_B \quad \text{y} \quad z_s = z_d = 0$$

Luego:

$$H_B = (\frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g}) - (\frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}) \dots\dots\dots 52$$

La ecuación 52 establece que es necesario medir, además del gasto, las presiones en la succión y en la descarga o su diferencia. Como se puede ver en las expresiones siguientes las velocidades V_s y V_d pueden calcularse a partir del gasto si se conocen las áreas de las bridas de succión y descarga.

$$V_s = \frac{Q}{A_s} \quad y \quad V_d = \frac{Q}{A_d} \dots\dots\dots 53$$

Ademas de las variables anteriores, se acostumbra medir la potencia eléctrica consumida por el motor de la bomba en cada condición simulada, esto se hace directamente en el wattmetro, con el propósito de calcular la eficiencia; como se muestra a continuación:

$$\eta_B = \frac{\gamma Q H_B}{P_e} \dots\dots\dots 54$$

Donde :

$P_h = \gamma Q H_B$; Es la potencia hidráulica que proporciona la bomba, en Kg m/s

P_e ; Es la potencia que se le entrega a la bomba, cual debe estar en unidades homogéneas con la potencia hidráulica.

El procedimiento detallado para obtener experimentalmente las curvas características se expone a continuación.

- 1.- Fijar el diámetro del impulsor o la velocidad angular, de acuerdo con el tipo de curvas que se quiera obtener.
- 2.-Fijar una abertura con la válvula de la tubería de descarga.
- 3.-Medir las presiones en la succión y en la descarga
- 4.-Medir el gasto
- 5.-Repetir los pasos 2,3, y 4 para otras aberturas en la válvula de la tubería de descarga.
- 6.-Repetir el conjunto de pasos con otros diámetros o velocidades angulares.

Las presiones se miden con el auxilio de manómetros y vacuómetros de carátula. Para el gasto, según su magnitud, se emplean vertedores de pared delgada o tubo de venturi. Por ultimo la potencia eléctrica se mide con el wattmetro.

Cuando la prueba es con velocidad angular constante y diámetro variable, es necesario cambiar el impulsor de la bomba por uno geoméricamente similar para la obtención de los datos de cada curva característica. Si la prueba es con diámetro constante, se emplea un motovariador para modificar la velocidad angular. Este equipo se acopla al motor de la bomba y cambia la velocidad de la bomba a base de bandas. El usuario. opera el motovariador con una manivela.

Para medir la velocidad angular se utiliza un tácometro de contacto. La potencia eléctrica se mide con un wattmetro.

Pudiéndose en esta forma obtener para cada posición de la válvula de descarga que regula el gasto, un punto del plano $H_b - Q$ con su η_b respectiva, hasta obtener todos los puntos posibles y uniendo todos estos con una línea continua definimos así la curva característica ensayada, para distintos valores de N o D_2 . También en este caso puede dibujarse sobre el mismo plano curvas de isoeficiencia a partir de los valores de eficiencia calculados. En las figuras 4.10 y 4.11 se muestra la forma de las curvas características de bombas para D_2 y para $N = \text{cte}$, respectivamente así mismo, aparecen las curvas de isoeficiencia a cuyo centro, también corresponde el valor óptimo de eficiencia.

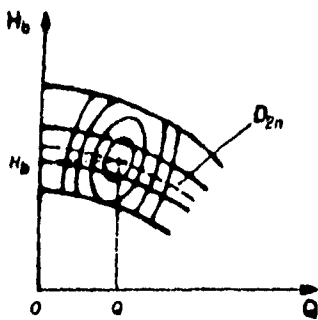


Fig. 4.10

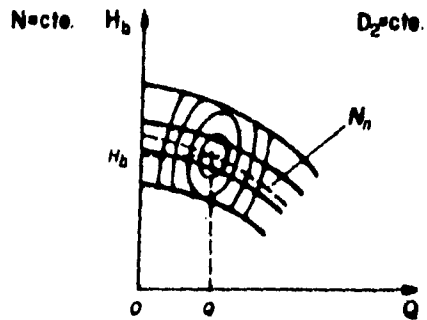


Fig. 4.11

A ese punto están asociados los valores de diseño de velocidad de giro, gasto y carga de la bomba (N_d , Q_d , H_d) respectivamente con ellos se calcula la velocidad específica de la bomba en estudio.

$$N_s = \frac{N_d \sqrt{Q_d}}{(H_d)^{3/4}} \dots \dots \dots 55$$

4.4 LEYES DE SIMILITUD

Se denomina leyes de similitud a la realización de dos experimentos independientes sobre dispositivos diferentes pero que se pueden relacionar entre sí, de tal forma es factible obtener el comportamiento de uno de ellos a partir de conocer el comportamiento del otro; por ello se dice que uno de ellos es el modelo y el otro el prototipo, sin tomar en consideración el tamaño de estos. Esta teoría es la que hizo evolucionar notablemente a las turbomáquinas, porque siempre es posible probar modelos o máquinas pequeñas en el laboratorio y a base de hacerles modificaciones o correcciones les puede optimizar su funcionamiento y luego tomándolos como base diseñar el prototipo que puede ser una máquina de grandes dimensiones, con la seguridad de que funcionara de acuerdo a lo observado en el modelo (Referencias 4 y 6)

Por lo tanto para que exista similitud entre modelo y prototipo se deben cumplir tres condiciones fundamentales, a saber:

- A) Condiciones geométricas
- B) Condiciones cinemáticas
- C) Condiciones dinámicas

4.4.1 CONDICIÓN GEOMÉTRICA

Dos turbomáquinas son geoméricamente semejantes, si y solamente si, las dimensiones en donde se encuentra el flujo en su recorrido son semejantes y guardan entre sí una relación constante y única denominada, escala de líneas. Como se observa en la fig. 4.12 y utilizando los subíndices m y p para indicar modelo y prototipo respectivamente.

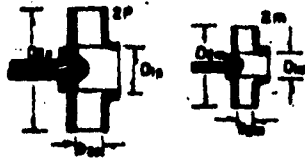


Fig. 4.12

Por lo tanto L_e es la escala de líneas y esta dada por:

$$\frac{D_{2p}}{D_{2m}} = \frac{D_{1p}}{D_{1m}} = \frac{b_{2p}}{b_{2m}} = L_e \dots\dots\dots 56$$

Esto implica que se está haciendo una máquina idéntica al prototipo pero de diferente tamaño. Esta condición es muy importante por que se está controlando el patrón de flujo en estudio. por lo tanto para el modelo como para el prototipo se puede escribir lo siguiente.

$$\frac{D_{2p}}{b_{2p}} = \frac{D_{2m}}{b_{2m}} = C \dots\dots\dots 57$$

o bien $D_2 = C \cdot b_2$

Donde:

C^* ; es una constante de proporcionalidad.

despejando b_2 , queda :

$$b_2 = \frac{1}{C^*} D_2 \quad \text{o bien si } C_2 = \frac{1}{C^*} \text{ esto implica que } b_2 = C_2 D_2$$

Donde $b_2 = C_2 D_2$ es la relación que se usó en este capítulo en el subtema de curvas características y que sirvió para determinar la expresión matemática que relaciona las diversas variables que intervienen en las curvas características, basadas en la teoría o ecuación de Euler.

Donde C_2 es una constante que relaciona el ancho de la carga y el diámetro del impulsor.

4.4.2 CONDICIÓN CINEMÁTICA

Dos bombas son cinemáticamente similares, si y solamente si, las velocidades referidas a puntos homólogos del flujo guardan entre sí una relación constante y única denominada, escala de velocidades. Para satisfacer esta condición, nos referimos a los puntos 2m y 2p de la descarga de los impulsores en la fig. 4.13, pues allí se tienen los paralelogramos de velocidades que definen el comportamiento de estos. Como se observa en la figura 4.13 y de acuerdo al enunciado anterior podemos escribir:

$$\frac{C_{2p}}{C_{2m}} = \frac{U_{2p}}{U_{2m}} = \frac{W_{2p}}{W_{2m}} = V_e \dots\dots\dots 58$$

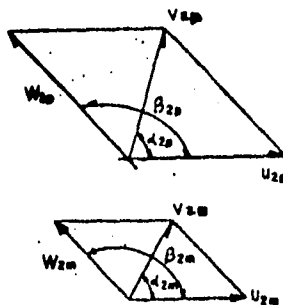


Fig. 4.13

Donde V_e es la escala de velocidades

Debido a que tenemos 2 triángulos con sus lados respectivamente proporcionales entre sí, los ángulos $\alpha_{2p} = \alpha_{2m}$ y $\beta_{2p} = \beta_{2m}$

Al garantizarse el patrón de flujo y la geometría entre modelo y prototipo se deduce que los comportamientos de estos se realizan a igual eficiencia $\eta_m = \eta_p$ y no idénticas por los efectos de escala que se deben a las rugosidades relativas, ya que el prototipo es menos rugoso que el modelo.

comparando U_2 con W_2 y dejando el modelo en el segundo miembro y el prototipo en el primero se tiene de la anterior:

$$\frac{W_{2p}}{U_{2p}} = \frac{W_{2m}}{U_{2m}} = C_1 \dots\dots\dots 59$$

Por otro lado:

$$U_2 = \frac{\pi N D_2}{60} \quad \text{Y} \quad W_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 k_2 \sin(180^\circ - \beta_2)} \dots\dots\dots 60$$

Siendo C_1 la relación de velocidades tangencial y de rotación y además como en el primer miembro y en el segundo aparecerán las constantes π , 60, K y $\beta_p = \beta_m$, y además $b_2 = C_2 D_2$ entonces la ecu. 59. se transforma en:

$$\frac{N_p D_p}{Q_p D_p^2} = \frac{N_m D_m}{Q_m D_m^2} \dots\dots\dots 61$$

Que al simplificar las constantes queda finalmente:

$$\frac{Q_p}{N_p D_p^3} = \frac{Q_m}{N_m D_m^3} \dots\dots\dots 62$$

De esta relación se obtiene :

$$Q_p = Q_m \left(\frac{N_p}{N_m} \right) \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \dots\dots\dots 63$$

$$Q_e = N_e D_e^3 \dots\dots\dots 64$$

Esta expresión nos permite conocer el gasto que dará el prototipo a partir de los gastos medidos en el modelo. También llamada primera ley de similitud.

4.4.3 CONDICIÓN DINÁMICA

Para satisfacer la condición dinámica bastara que se cumpla la ecuación de Euler para el modelo y el prototipo, para las condiciones optimas esto es para cuando $\alpha_1 = 0$, esto implica para cuando la carga de bombeo sea máxima, ya que de considerar $\alpha_1 \neq 0$ se reduciría esta y por consiguiente la eficiencia de la bomba.

$$H_p = \frac{\eta_p}{g_p} V_{2p} \cos \alpha_{2p} U_{2p} \dots\dots\dots 65$$

$$H_m = \frac{\eta_m}{g_m} V_{2m} \cos \alpha_{2m} U_{2m} \dots\dots\dots 66$$

Luego entonces como $\alpha_{2m} = \alpha_{2p}$, $g_p = g_m$ y $\eta_p = \eta_m$ asociando estas constantes e igualando las expresiones resultantes se llega a:

$$\frac{H_p}{V_{2p} U_{2p}} = \frac{\eta_p}{g_p} \cos \alpha_{2p} \qquad \frac{H_m}{V_{2m} U_{2m}} = \frac{\eta_m}{g_m} \cos \alpha_{2m} \dots\dots\dots 67$$

Y puesto que los segundos miembros son iguales se llega a lo siguiente:

$$\frac{H_p}{V_{2p} U_{2p}} = \frac{H_m}{V_{2m} U_{2m}} \dots\dots\dots 68$$

Recordando:

$$U = \frac{\pi N D}{60} \dots\dots\dots 69$$

$$V = \frac{V_r}{\text{sen } \alpha} \dots\dots\dots 70$$

Donde :

U: Es el componente tangencial de la velocidad.

V: Es la velocidad absoluta.

V_r: Es la componente radial o meridional de la velocidad absoluta o de gasto.

Por continuidad $Q = A V$

$$V_r = \frac{Q}{\pi D b} \dots\dots\dots 71$$

$$V_{r2p} = \frac{Q_p}{\pi D_{2p} b_{2p}} \dots\dots\dots 72$$

$$V_{r2m} = \frac{Q_p}{\pi D_{2m} b_{2m}} \dots\dots\dots 73$$

Sustituyendo las ecuaciones. 69 , 72 y 73 en 68.

$$\frac{H_p}{\left(\frac{Q_p}{\pi D_{2p} b_{2p}}\right) \left(\frac{\pi D_{2p} N_p}{60}\right)} = \frac{H_m}{\left(\frac{Q_m}{\pi D_{2m} b_{2m}}\right) \left(\frac{\pi D_{2m} N_m}{60}\right)} \dots\dots\dots 74$$

Sustituyendo $b_2 = C_2 D_2$ en la ecuación 7 y simplificando resulta:

$$\frac{H_p}{H_m} = \frac{Q_p N_p b_{2m}}{Q_m N_m b_{2p}} = Q_e N_e \frac{D_{2m}}{D_{2p}} \dots\dots\dots 75$$

$$\frac{H_p}{H_m} = Q_e N_e \frac{1}{D_e} \dots\dots\dots 76$$

Usando la primera ley de similitud (ecu. 64) y sustituyendo esta en la ecu. 76.

$$H_p = H_m N_e^2 D_e^2 \dots\dots\dots 77$$

Esta es finalmente la ecu. que expresa la segunda ley de similitud.

o bien : $H_e = N_e^2 D_e^2 \dots\dots\dots 78$

La ecuación 77. permite pasar las cargas desarrolladas en el modelo a la categoría del prototipo. Luego usando las ecuaciones (77 y 63) se puede obtener las curvas de gastos que reproducirá el prototipo a partir de las curvas de gastos del modelo ensayado en el laboratorio y las eficiencias pasan con sus mismos valores anotados al pie de sus puntos que sirvieron para trazar dichas curvas, por lo que es posible construir el plano característico de isoeficiencia del prototipo.

La potencia se puede analizar de la forma siguiente:

$$P_{fp} = \gamma Q_p H_p \eta_p = \gamma Q_m \left(\frac{N_p}{N_m}\right) \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^3 \cdot H_m \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^2 \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \eta_m \dots\dots\dots 79$$

$$= \gamma Q_m H_m \eta_m \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^5$$

Pero $P_{fm} = \gamma Q_m H_m \eta_m$.

Por lo que : $P_{fp} = P_{fm} \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^5 \dots\dots\dots 80$

o bien $P_e = N_e^3 D_e^5 \dots\dots\dots 81$

Esta es la tercera ley de similitud , basada en las dos anteriores, la cual relaciona las potencias al freno del prototipo con las del modelo.

4.5 VELOCIDAD ESPECIFICA (Ns)

La velocidad especifica es una cantidad que permite agrupar a todos los elementos de un conjunto de turbomáquinas similares.

Con objeto de contar con alguna base de comparación entre varios tipos de bombas centrifugas, se hizo necesario plantear un concepto que eslabonara los tres factores principales de las características de funcionamiento de estas; la capacidad, la carga y la velocidad rotatoria en un solo término. El término velocidad especifica es ese concepto (Referencias 6,9 y 7)

La velocidad especifica se deduce de las leyes de similitud de las turbomáquinas como se observo en el subtema correspondiente. Recordando:

$$Q_e = N_e D_e^3 \dots\dots\dots 82$$

$$H_e = N_e^2 D_e^2 \dots\dots\dots 83$$

Las ecuaciones 83 y 84 se pueden expresar de la siguiente forma.

$$\frac{Q_e}{N_e D_e^3} = 1 \dots\dots\dots 84$$

$$\frac{H_e}{N_e^2 D_e^2} = 1 \dots\dots\dots 85$$

Para el análisis de las bombas, dentro de las variables fundamentales se consideran la velocidad angular (N), el gasto (Q) y la carga hidráulica (H). En el cálculo de Ns se utilizan los valores de diseño (esto es para las condiciones de operación de máxima eficiencia de la bomba).

Elevando a la potencia $\frac{1}{2}$ los dos miembros de la ecuación 85.

$$\frac{H_e^{3/2}}{N_e^3 D_e^3} = 1 \dots\dots\dots 86$$

Si se divide la ecuación 84 entre la ecuación 86 se obtiene:

$$\frac{N_e^2 Q_e}{H_e^{3/2}} = 1 \dots\dots\dots 87$$

Elevando la ecuación 87 a la potencia $\frac{1}{2}$ se obtiene:

$$\frac{N_e \sqrt{Q_e}}{H_e^{3/4}} = 1 \dots\dots\dots 88$$

Para una familia de bombas similares:

$$Cte = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots 89$$

En este caso la constante representa la velocidad específica en bombas. De esta manera:

$$Ns = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots 90$$

Es importante observar que los valores determinados dependen de las unidades empleadas por lo que es conveniente tener presente las siguientes relaciones:

$$1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 15.581 \text{ g.p.m.}$$

$$1 \text{ m} = 32.808 \text{ ft}$$

En el caso de bombas para efectos prácticos se acostumbra usar las siguientes unidades en el cálculo de N_s :

N = Velocidad de (giro o rotación) en r.p.m.

Q = Gasto de diseño en g.p.m.

H = Carga de diseño en ft.

N_s = Velocidad específica.

Como la velocidad específica es constante para una familia de bombas similares resulta muy útil para efectos de clasificación y selección de bombas.

En el caso particular de impulsores de doble succión la velocidad específica se calcula con la mitad del gasto, como se puede observar en la expresión y figura siguiente.

$$N_s = \frac{n \sqrt{\frac{Q}{2}}}{H_B^4}$$

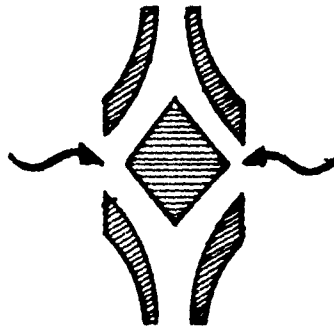


Fig. 4.14

En las bombas de impulsores múltiples, la velocidad específica se calcula, dividiendo el gasto total entre el número de impulsores.

Por otro lado, en el caso de bombas de varios pasos, en donde se tiene un impulsor en cada paso la velocidad específica se calcula con la carga de bombeo que entrega cada paso. Esto puesto que los impulsores trabajan en serie y la carga real será la total dividida por el número de pasos como se observa en la fig. 4.15.

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{(H / N_p)^{3/4}}$$

N_p = Número de pasos



Fig. 4.15

En la práctica, la velocidad específica determina el tipo general del impulsor. el diámetro del impulsor influirá en la carga conseguida. Así para grandes cargas como ya se cito en capítulos anteriores, el diámetro del impulsor será grande y la carcasa de la bomba será estrecha con una salida relativamente reducida que también restringirá el gasto (Q) de bombeo. Debido a que el área del diseño del disco del impulsor será relativamente grande, unido esto a un gasto menor, Así mismo características de estas bombas será la baja velocidad específica.

Para mayores cargas es preciso ensanchar el impulsor y reducir su diámetro, con lo que aumenta la relación garganta / diámetro del impulsor y disminuyendo en consecuencia la carga que puede conseguirse. Esta configuración se caracteriza por una velocidad específica más alta y, al mismo tiempo por un rendimiento mayor, hasta llegar a un punto en que se tiene un flujo mixto.

Generalizando, una bomba centrífuga deja de tener un rendimiento competitivo cuando la velocidad específica es muy inferior a 400-500. Así pues los intervalos de velocidad específica normales son:

Tipo de bomba	Velocidad Específica
Flujo radial	500 -5000
Flujo mixto	4600-9000
Flujo axial	7000-15000

Por tanto, el calculo de la velocidad específica, para un gasto (Q) y una carga (H) determinadas, indicara el tipo más apropiado de una bomba centrífuga para la aplicación particular. Se observara que los intervalos de velocidad específica se traslapan, es decir si la velocidad específica es, por ejemplo 5000, la bomba centrífuga o la de flujo mixto darán rendimientos parecidos. Pero si resulta menor de 4000 solo se deberá pensar en una bomba radial (referencia 1).

CAPITULO 5

LAS BOMBAS Y SUS DIVERSAS APLICACIONES

Las bombas centrífugas tienen gran aplicación, se utilizan en cualquier lugar que se requiera mover una cantidad de agua de un lugar a otro. Se encuentran en servicios tales como plantas termoeléctricas, plantas de abastecimiento de agua, aguas residuales, irrigación, refinerías de petróleo, industria química, fábricas procesadoras de alimentos, etc.

Mientras que éstas bombas tienen mucho en común, es decir su principio de funcionamiento es el mismo que consiste en impulsar al líquido y hacerlo circular por la carcasa donde la energía de velocidad se transforma en energía de presión. Tienen también variantes para ajustarse a los requerimientos especiales de cada servicio.

5.1 ABASTECIMIENTO DE AGUA.

El suministro de agua a la industria y a los usuarios residenciales es uno de los campos más amplios de aplicación para las bombas centrífugas. Tanto el agua subterránea de pozos profundos o poco profundos, como el agua superficial de ríos, lagos o depósitos artificiales se usan como fuentes de abastecimiento. Con excepción de algunas aguas de pozo que sean lo suficientemente claras para requerir solo algún tratamiento, la mayor parte de las aguas crudas deben procesarse para quitarles materias en suspensión y bacterias.

Así es que el agua cruda se transporta de su origen con bombas centrífugas a una planta purificadora. El tratamiento necesario para el agua cruda dependerá del uso a que se destinará y del carácter de las impurezas que contenga.

5.1.1 BOMBAS PARA AGUA SUBTERRANEA.

Las bombas más utilizadas para manejar aguas subterráneas son las siguientes (Referencias 1 y 11):

A) Bomba turbina vertical.

Para pozos profundos generalmente se usan bombas de tipo difusor de varios pasos, se conocen comúnmente como bombas turbinas verticales, éstas bombas desarrollan cargas de más de 500 m. y gastos hasta de 2 m/s, las cargas que desarrollan depende del número de pasos, así tenemos que las bombas para cargas de más de 500m. pueden llegar a tener 20 pasos, aunque la mayor parte de las unidades que se usan hoy en día tienen menos. Las bombas turbinas verticales pueden ser lubricadas por agua o por aceite, y movidas por motores eléctricos como se muestra en la figura 5.1 o por motores de gasolina o diesel.

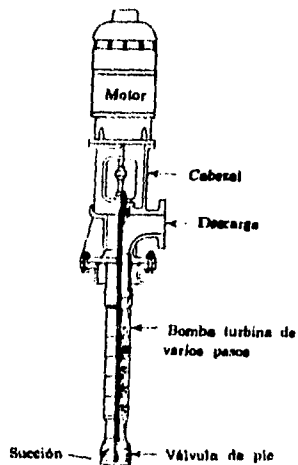


Fig. 5.1

B) Bombas de motor sumergido.

Este diseño consiste de una bomba centrífuga tipo difusor vertical, la cual se monta directamente sobre un motor de pequeño diámetro que opera sumergido en el agua del pozo todo el tiempo, la tubería de descarga soporta el peso del motor y de la bomba, los motores para éstas bombas se diseñan para un servicio prolongado sin mantenimiento. en caso de una falla en el motor, debe extraerse toda la bomba de pozo profundo, lo cual es una desventaja en pozos extremadamente profundos. Estas bombas manejan gastos de unos 25 l/s y cargas muy altas hasta de 3000m. se utilizan principalmente cuando el pozo esta chueco. Cabe señalar que es necesario una conexión de lubricación entre el motor y la superficie así como un cable de energía como se observa en la figura 5.2.

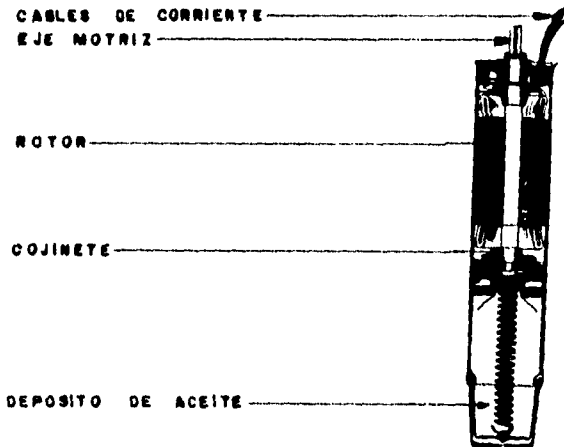


Fig. 5.2

5.1.2 BOMBAS PARA AGUAS SUPERFICIALES.

Para fuentes superficiales de agua se utilizan principalmente las siguientes bombas:

A) Bomba turbina vertical con acoplamiento estrecho.

Estas bombas encuentran gran aplicación en éste servicio se asemejan mucho a las de pozo profundo, pero están diseñadas para instalaciones reducidas, se usan para bombeo de lagos y ríos principalmente y manejan gastos hasta de 2 m³/s y cargas hasta de 450 m. Una de estas bombas se muestra en la figura 5.3.

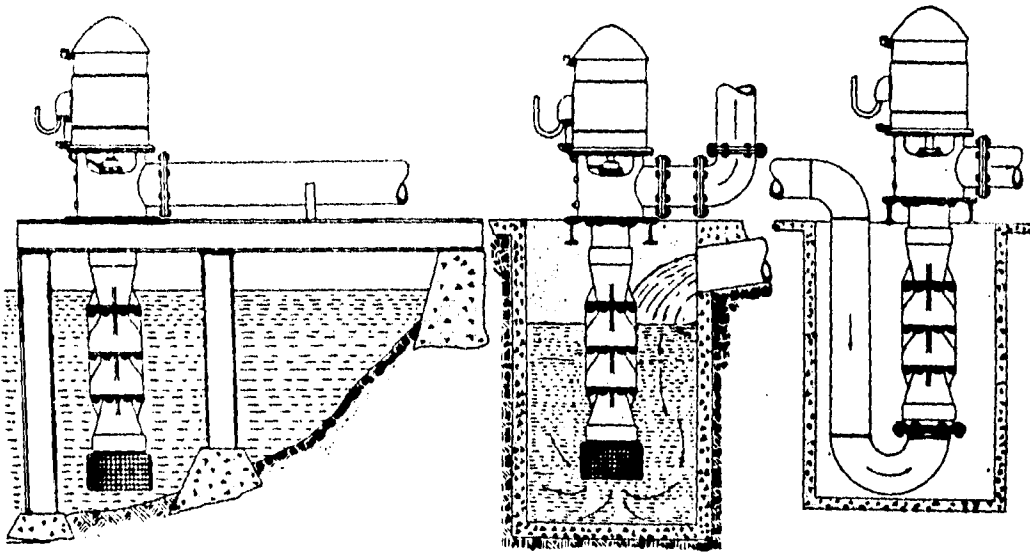


Fig. 5.3 Instalaciones típicas de bombas turbinas verticales para agua de salida, sumidero abierto y servicio de elevación.

B) Bombas de flujo mixto

Estas bombas se utilizan para gastos medianos de unos 6 000 l/s y cargas hasta de 30 m. Son ideales para manejar aguas superficiales de ríos y lagos figura 5.4.



Fig. 5.4

C) Bombas de aplicación general

Son bombas de menor tamaño a las anteriores, generalmente de tipo voluta de un solo paso, diseñadas para manejar líquidos limpios y fríos ó a temperatura ambiente. Tienen muchas aplicaciones en suministros de agua superficial, las capacidades de estas bombas ascienden a 180 l/s y cargas de 100 m figura. 5.5.

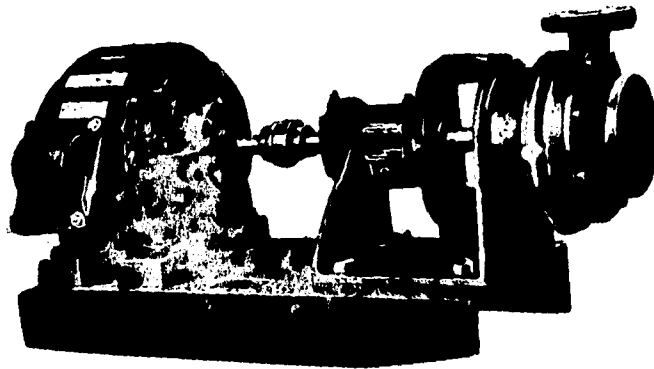


Fig. 5.5

5.2 SERVICIO DE ALCANTARILLADO

Por siglos los ríos tierra adentro y las aguas costeras constituyeron un medio para disponer de varios desechos sin tratamiento, como agua residual domésticas, y drenaje de agua de lluvia. A medida que progresa la civilización se agregaron los desperdicios de los procesos industriales de muchas clases, como el drenaje de agua de minas contaminadas.

La contaminación consiguiente convirtió esas aguas de río inadecuadas para cualquier consumo y algunas aguas costeras extraordinariamente desagradables para los habitantes cercanos. Por muchos años, los gobiernos nacionales y locales han realizado esfuerzos cada vez más grandes para poner en vigor leyes que obliguen a las industrias a tratar sus desperdicios antes de su evacuación final.

Para manejar aguas residuales se utilizan principalmente bombas centrífugas ya que éstas pueden manejar sólidos en suspensión sin dificultades, tienen más eficiencia y se pueden instalar fácilmente en pozos, sumideros y otras localizaciones.

El grado de tratamiento de las aguas de drenaje en una instalación determinada, depende principalmente de la cantidad de contaminantes que tiene que eliminarse y de la magnitud de la corriente en la que se descargan los desperdicios. Un tratamiento parcial consiste en pasar por una criba las aguas, sedimentarlas y luego clorarlas. El tratamiento intermedio puede incluir además, la precipitación química así como algo de filtración. Todos estos procesos requieren el uso de equipo de bombeo para mover líquidos ya sean crudos o tratados, de una parte a otra del proceso y finalmente a la disposición final del líquido que sale.

Las bombas apropiadas para bombear las aguas del alcantarillado deben ser capaces de pasar los sólidos que contienen las aguas negras. Los materiales sólidos como trapos o materias fibrosas son los que causan mayores dificultades y excepto en bombas muy grandes es conveniente usar coladeras en la entrada de la succión. Por la misma razón, los alabes difusores con bordes delgados que enganchan trapos son también inconvenientes. Así casi todas las bombas para aguas negras son del tipo de voluta con succión en el extremo y, en general, los impulsores son de un diseño especial que no se atasca. La mayoría de éstas bombas son para cargas bajas, hasta de 24 m máximo en la clase de capacidades pequeñas y hasta de 14 m máximo para capacidades grandes, de modo que siempre se pueden usar bombas de un paso.

5.2.1 LOS PRINCIPALES TIPOS DE BOMBAS PARA AGUAS RESIDUALES SON LOS SIGUIENTES

A) Bombas inatascables.

Las aguas negras pueden contener una gran cantidad de sólidos como pueden ser., palos, trapos, cabellos, papel, envases etc. Estos pueden atascar la bomba y dañar las partes giratorias o estacionarias reduciendo la eficiencia de la bomba o causando el paro de la unidad. Para evitar esto se han desarrollado bombas inatascables, la mayor parte de estas bombas tienen impulsores con dos o tres alabes como máximo (fig. 5.6) o ninguno (fig. 5.7) y el impulsor puede ser cerrado o abierto.

Generalmente el claro entre los alabes es bastante grande para permitir la entrada de sólidos hasta de 10 cm a la bomba y su paso a través de la descarga.



Fig. 5.6



Fig. 5.7

B) Bombas de pozo seco

En un pozo seco (Fig 5.8), El exterior de la bomba está seco todo el tiempo, permitiendo una fácil inspección y mantenimiento además hay menos problemas de corrosión en la carcasa de la bomba, flecha y cojinetes.

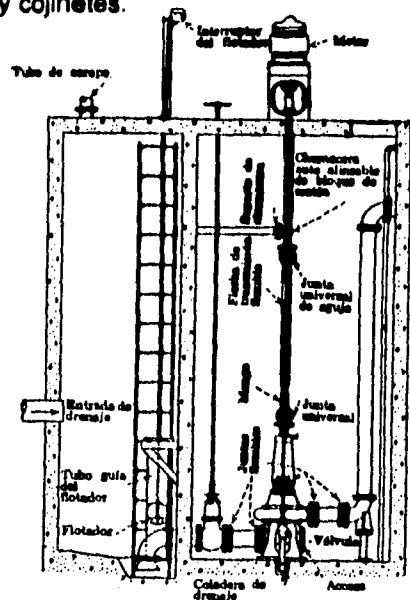


Fig. 5.8 Bomba de sumidero profundo instalada en pozo seco

C) Bomba de pozo mojado.

La mayoría de estas bombas son verticales, en un pozo mojado la bomba esta sumergida en el liquido que maneja (fig.5.9), estas unidades generalmente son de un solo paso debido a que los sólidos en el liquido interfieren con la bomba de varios pasos y también utilizan impulsores inatascables.

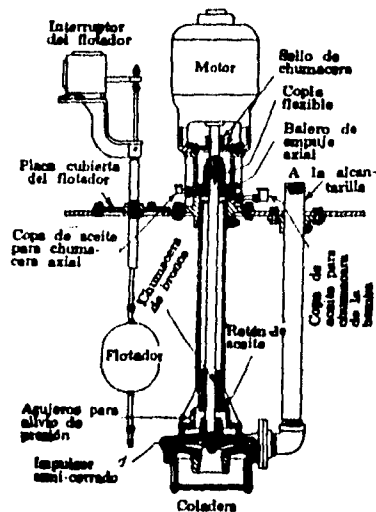


Fig. 5.9 Bomba de sumidero de pozo mojado.

5.3 DESAGÜE E IRRIGACION.

El bombeo de desagüe se emplea ya sea para recuperar tierras bajas que pueden ser apropiadas para la agricultura, o para mantener en condiciones relativamente secas áreas sujetas a inundación por filtración. En muchos casos, ésta última función es en esencia similar al control de áreas inundadas que están bajo el nivel del agua y que están protegidas por diques.

Estos servicios se caracterizan por dos requisitos; gastos grandes de agua y cargas relativamente bajas o moderadas .

Las bombas verticales de flujo axial son las más utilizadas para este servicio (fig. 5.10), manejan cargas de 30 m y gastos de 6000 l/s.

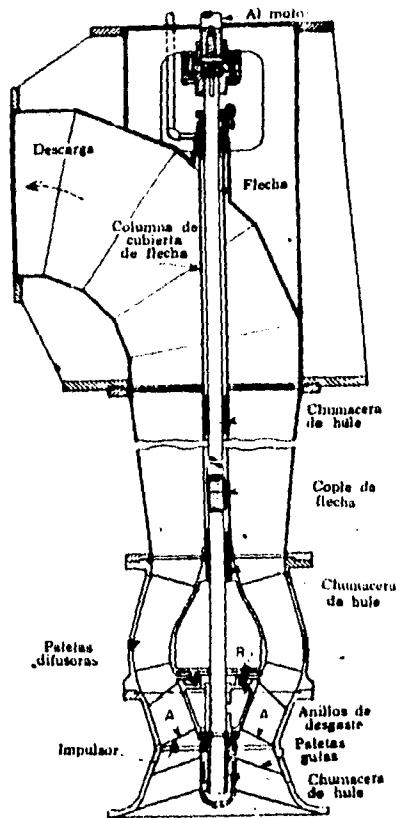


Fig.5.10

Las bombas de desagüe están sujetas al mismo problema que las de aguas residuales; el agua puede contener una cantidad considerable de material extraño, incluyendo pequeñas ramas de materia vegetal, basura, arena abrasiva y lodo. Aunque colocando una reja antes de la succión de la bomba se pueden eliminar algunos de éstos sólidos, todavía es necesario usar el mismo tipo de impulsores que no se atascan como los de las bombas de aguas negras. Cuando se trata de bombas de gran capacidad, sin embargo, los conductos entre los alabes de un impulsor normal pasarán sólidos suficientemente grandes.

La irrigación del tipo de zanja o de inundación presenta el mismo problema que el desagüe, es decir las cargas son bajas y el agua manejada puede estar muy sucia y contener también arena abrasiva o lodo. Sin embargo las capacidades de las bombas para servicio de irrigación están limitadas a un campo más bajo que las de servicio de desagüe.

La irrigación por sistema de rociadores, por otro lado, exige un suministro de agua prácticamente limpia. Por lo tanto, se usan bombas ordinarias de servicio general, las bombas de este servicio pueden requerir cargas totales de 30 a 60 m y más altas.

A menos que haya una gran cantidad de arena o arenisca en el agua, se usan los materiales normales del fabricante para servicio ordinario de agua fría. Pueden justificarse materiales especiales para partes sujetas a desgaste por la acción abrasiva de la arena, por lo que pueden incluir cubiertas de ferrocromo fundido, anillos de desgaste de acero-cromo, mangos de flecha e impulsores acero-cromo.

5.4 INDUSTRIA QUIMICA

La industria química presenta la variedad más amplia de problemas de bombeo y de diferentes líquidos para bombear que cualquier otra industria hoy en día. Las materias primas en forma líquida, por lo general, se entregan a las plantas químicas en carros tanques y deben transferirse a depósitos. Posteriormente se transfieren a la planta y se bombean de una parte a otra del proceso. Los productos intermedios y terminados sufren muchos cambios de composición química, consistencia, temperatura, viscosidad y corrosión.

Actualmente se usan un gran número de bombas verticales de carcasa dividida para una gran variedad de procesos químicos de rutina, estas bombas están diseñadas para tener la máxima aplicación en servicios de proceso sin la necesidad de cambios considerables en materiales, empaques, motores, etc. Los materiales que se usan en la construcción de las partes que están en contacto con el líquido incluyen; bronce, hierro, aceros al carbón, vidrio, plástico, grafito, hule duro, porcelana y una gran cantidad de metales y materiales sintéticos resistentes a la corrosión. El objetivo principal en el diseño de estas bombas es una resistencia completa a la corrosión cuando manejan ácidos u otros líquidos y facilidad de instalación, operación y mantenimiento.

Las bombas centrífugas se usan en aproximadamente el 90% de todas las aplicaciones que consisten en el manejo de líquidos corrosivos en las plantas químicas. La razón principal para esta preferencia consiste en el costo mucho más bajo de las bombas centrífugas hechas de aleaciones especiales.

El factor más importante en la selección de las bombas para productos químicos es la selección de los materiales resistentes a los líquidos corrosivos y abrasivos que se tienen que bombear.

Finalmente la presencia inesperada de pequeñas cantidades de impurezas en el líquido bombeado, un ligero aumento de temperatura, o la presencia de gases disueltos pueden alterar seriamente la vida total útil de determinados materiales.

Debido a las diversas aplicaciones se requieren bombas hechas con aleaciones especiales, los diseñadores tienden a usar las construcciones y formas más sencillas posibles. Las bombas más usadas en la Industria química son las siguientes:

5.4.1 PRINCIPALES BOMBAS USADAS EN LA INDUSTRIA QUIMICA

A) BOMBA TIPO VOLUTA DE UN SOLO PASO

El estilo más favorecido de bombas para productos químicos es la de tipo voluta, de un paso y admisión sencilla por el extremo e impulsor volante, por lo general con impulsor abierto o semiabierto, cuentan con baleros para servicio pesado y un estopero convencional como se observa en la fig. 5.11. Los sellos mecánicos se han usado con provecho en bombas para reactivos químicos, siempre que estén instalados y se operen correctamente. por ejemplo, si el líquido bombeado contiene abrasivos, debe evitarse que entren al sello. Por lo general son necesarios medios para enfriar el collar del sello. Si la bomba maneja el líquido a altas temperaturas, se debe proporcionar enfriamiento también a la cámara que rodea el sello.

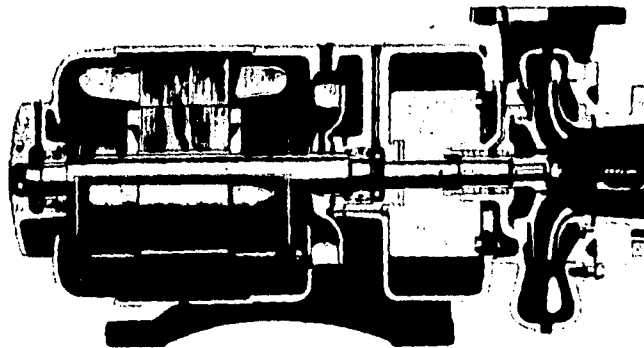


Fig. 5.11.

Debido a que el grafito es impermeable a una gran variedad de líquidos corrosivos, con frecuencia se hacen bombas de este material. Sin embargo, debido a la posibilidad de rotura, las partes de grafito están encasquilladas en armaduras de hierro colado.

El vidrio es otro material con muchas aplicaciones en servicio de productos químicos, pero se rompe con facilidad. El vidrio se funde permanentemente en el metal en aplicaciones y calentamientos sucesivos y la cubierta se hace de tres piezas para facilitar la operación del vidriado.

Las bombas forradas de hule se usan mucho en servicios de productos químicos por que ofrecen excelente resistencia a la corrosión abrasiva y a la erosión. La bomba que se muestra en la figura 5.12 tiene una cubierta radialmente dividida, protegida del todo por hule, neopreno u otro material sintético, de acuerdo con la aplicación estas bombas se usan en una variedad de servicios que requieren protección contra abrasivos, como concentraciones de pulpa para papel en los molinos y arena en servicios de dragado.

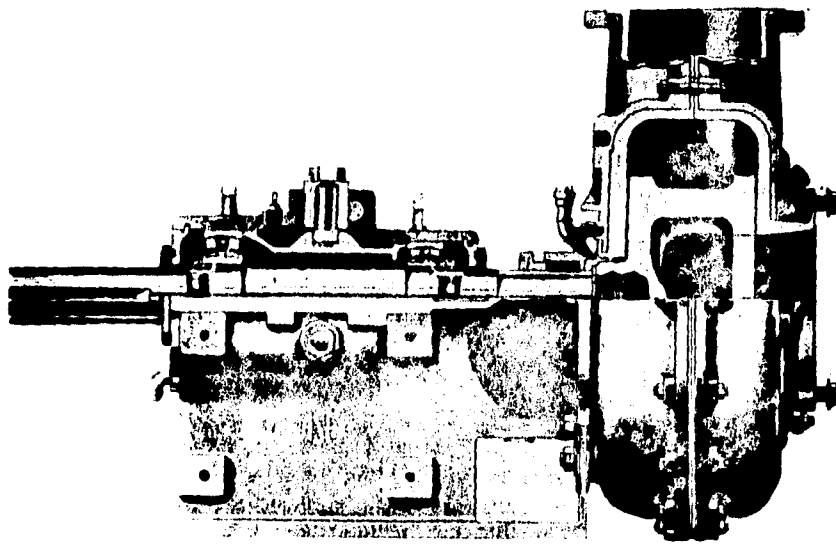


Fig. 5.12 Bomba recubierta con hule.

B) BOMBA DE DOBLE ADMISION DE UN SOLO PASO.

La bomba de doble admisión de un paso con cubierta axialmente dividida se usa mucho en la industria química, pero ésta restringida a servicio general, enfriamiento de agua, o manejo de líquidos que tiene las mismas propiedades de corrosión y abrasión que el agua. Esta bomba no es apropiada para servicio de corrosión por que:

- a) Es muy cara para construirla con los materiales especiales requeridos.
- b) Tienen dos estoperos, mientras que las bombas de simple succión sólo tienen uno.
- c) Los serios problemas que frecuentemente presentan los estoperos en servicios de productos químicos, a menudo pueden remediarse con un conocimiento completo y manejo inteligente de ellos.

La empaquetadura que se usa en servicios de productos químicos puede impregnarse de varios lubricantes, desafortunadamente estos no duran mucho bajo condiciones corrosivas.

C) SERVICIOS DE ALTA PRESIÓN.

Las bombas de voluta horizontalmente divididas, de varios pasos (fig. 5.14), son muy populares en plantas de procesos químicos para presiones medianas a altas, la unidad mostrada maneja presiones de 20 a 70 kg/cm² y capacidades hasta de 44 l/s.

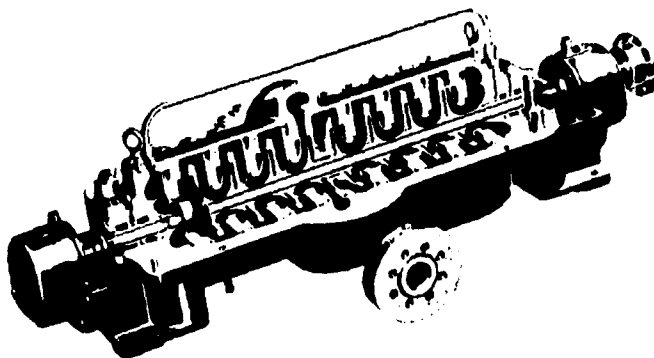


FIG. 5.13

D) BOMBAS DE ÁCIDOS.

Estas bombas requieren diseños especiales, se pueden disponer con la carcasa cubierta de hule o neopreno, estas bombas pueden ser totalmente de plomo o hule sólido (fig. 5.12).

5.5 INDUSTRIA DEL PETROLEO

Los requerimientos de bombeo de la industria del petróleo se han incrementado notablemente, estas pueden agruparse en tres categorías generales como sigue; producción, transportación y refinación. El petróleo es después de el agua, el líquido que más comúnmente se maneja con bombas. Aunque es sorprendente que el número de tipos de bombas que se usan en esta industria es relativamente pequeño comparado con otras industrias.

5.5.1 PRODUCCION

El único tipo de bomba centrífuga que se usa en el bombeo de pozos petroleros es la bomba sumergible que se ilustra en la figura 5.16. La producción incluye bombeo de pozos recolección e inyección de agua a yacimientos, así como varios servicios auxiliares como bombas contra incendios.

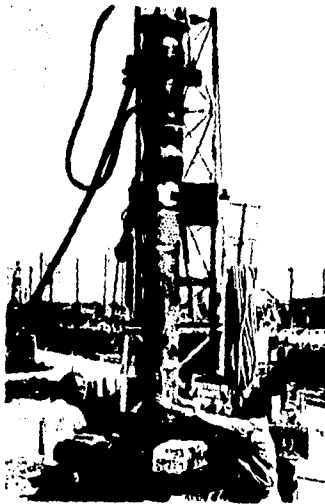


Fig. 5.14

La inyección de agua a yacimientos o recuperación secundaria, consiste en inyectar agua en pozos que han dejado de fluir como pozos de producción primaria, la restauración de presión de áreas agotadas permite la recuperación de grandes cantidades de aceite. Para esto se utiliza bombas centrífugas de mediana y alta capacidad para presiones hasta 105 Kg/cm². Estas bombas son del tipo vertical enlatadas y algunas veces se operan con dos bombas en serie.

5.5.2 TRANSPORTACION

Esta comprende el transporte de crudo, de aceites refinados y de gasolinas. La transportación puede ser por oleoducto carga a carros-tanque o a buques-tanque y descarga de cargamentos.

Actualmente solo se utilizan bombas centrífugas en servicio de transporte por oleoducto las estaciones de los oleoductos están ubicadas en intervalos razonables, pero de cualquier manera las cargas totales necesarias son bastante altas por lo que se requieren bombas de varios pasos. La figura 5.15 muestra un corte de un diseño de bomba de dos pasos que se usa frecuentemente en servicio de oleoductos.

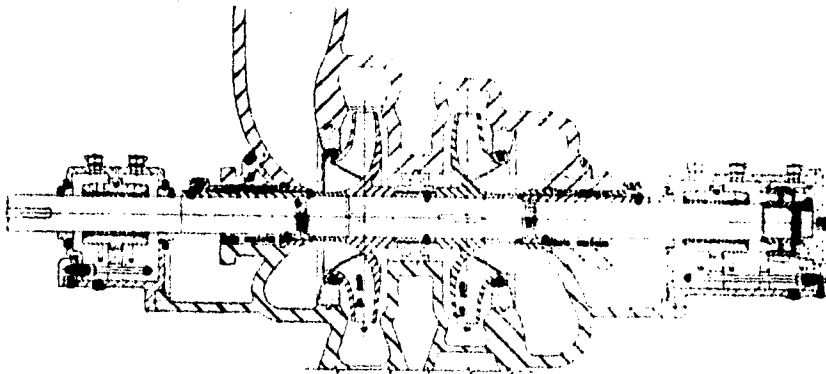


Fig. 5.15 Bombas de dos etapas para oleoducto.

5.5.3 REFINACION

La refinación incluye el bombeo para todos los procesos y plantas de servicios auxiliares como enfriamiento. La variedad de productos manejados en una refinería es muy extenso, pueden encontrarse pesos específicos tan bajos como 0.6 y tan altos como mayores al del agua, las viscosidades varían desde tan bajas como la del agua hasta valores tan altos que no los pueden manejar las bombas centrífugas, por otra parte las temperaturas varían desde frías hasta más de 200°C. Por lo que en este campo de la ingeniería se utiliza una gran variedad de bombas tanto centrífugas como de desplazamiento positivo.

La bomba que se muestra en la figura 5.16 se construyen siete tamaños diferentes y puede manejar hasta 82 l/s y cargas de 185 m., si se requiere una carga mayor se puede emplear una bomba difusor de dos pasos.

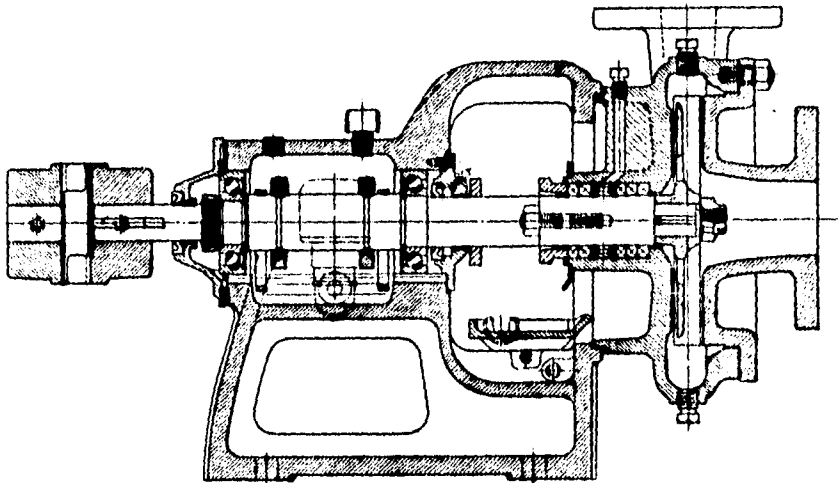


Fig. 5.16 Bomba de refinaria de un solo paso

5.6 BOMBAS PARA PULPA.

la fabricación de pulpa y papel es una serie de procesos complejos, cada uno de los cuales emplea un gran número de bombas centrífugas. La fabricación de pulpa consiste en separar las fibras de celulosa de cualquier materia extraña que pueda haber en la materia prima y preparar estas fibras en una pulpa apropiada para fabricar papel, cartulina, celofán, explosivos y otros productos.

La pulpa puede fabricarse, por un proceso mecánico fragmentando madera y cocinando los fragmentos con productos químicos en un digestor.

Así, una fábrica de pulpa usa bombas para manejar agua limpia, ácidos, cáusticos y licores por lo que las fábricas de papel usan una variedad de bombas especiales, generalmente similares a las bombas de productos químicos ver fig. 5.11 y 5.12.

5.7 TEXTILES

Esta industria requiere el manejo de una gran variedad de líquidos, además de agua limpia, las bombas para productos químicos se usan mucho para manejar líquidos como ácidos, álcalis, acetatos y colorantes un requerimiento muy importante es la seguridad absoluta de la ausencia de materiales extraños que pudieran afectar el color del producto terminado. Por lo que se usan aleaciones inoxidables, más para eliminar cualquier producto de la corrosión que para alargar la vida del equipo.

5.8 PROCESOS DE ALIMENTOS Y BEBIDAS

Las bombas que manejan alimentos o bebidas deben ser de un diseño sanitario especial. Los principales requerimientos son una ausencia total de corrosión y facilidad de desarmado para limpieza. La mayoría de las bombas de procesos de alimentos están hechas de acero inoxidable, bronce, vidrio o porcelana.

Los diseños deben de estar libres de cavidades en las que puedan acumularse partículas o líquidos que puedan cultivar bacterias, tampoco se puede permitir que entre grasa o aceite lubricante por lo que se debe usar empaquetadura especial en los estoperos o utilizar sellos mecánicos.

5.9 MINERIA

Se encuentran dos categorías generales de aplicación de bombas centrífugas en las operaciones de minería, la primera consiste en desaguar diferentes tipos de minas como las de carbón y minerales metálicos. La segunda categoría incluye todas las aplicaciones en las que las bombas se usan para procesar el producto de la mina, como operaciones de lixiviación, lavado de carbón, transferencia de precipitados y eliminación de desperdicios.

Por lo general, las bombas para desaguar minas manejan aguas corrosivas o abrasivas contra cargas relativamente altas, por lo tanto se usan con mayor frecuencia las bombas de varios pasos, construidas de material resistente a la corrosión, variando desde las de bronce hasta aleaciones inoxidables de cromo o níquel.

Las bombas mineras tienen carcaza de gruesas paredes lo que da un amplio margen para la corrosión, se toman las precauciones necesarias para evitar el contacto de los líquidos corrosivos con la flecha de la bomba, la remoción fácil de las partes sujetas a desgaste es un detalle muy importante en estas bombas así como su durabilidad.

La dificultad para introducir las bombas a su lugar definitivo dentro de la mina exige características especiales de construcción. En algunos casos, es necesario desmantelar la bomba, transportar las partes dentro de la mina y volver a armar la bomba en su lugar.

Como las minas siempre están en peligro de inundarse, se emplean bombas especiales colgantes, montadas en pequeñas carretillas para portabilidad estas unidades pueden usar las vías de las minas para moverse de lado a lado.

El problema de desaguar una mina implica que la bomba tiene que trabajar contra una carga que varía desde prácticamente cero hasta el máximo que ocurre cuando la mina ya casi no tiene agua.

En la figura 5.17 se muestra una bomba de achique diseñada para trabajar como dos bombas de dos pasos en paralelo, inicialmente, y como una bomba de cuatro pasos cuando la carga total requerida excede a la desarrollada por la combinación de dos pasos.



Fig. 5.17

Esta bomba cuenta con un motor de 600 hp y 1450 r.p.m. se monta en una armazón de canal de hierro soldada. Se monta en la armazón una polea para cable que permita que la unidad se soporte verticalmente. La armazón y la polea son capaces de soportar la tubería de descarga llena de agua que pesa hasta 33 tn.

La figura 5.18 muestra una bomba moderna diseñada para manejar una gran variedad de materiales de minería mezclados con agua u otros líquidos, los sólidos típicos que habrá de bombear son ; carbón, cemento, arena, arcilla, y metales triturados, desperdicios, etc.pueden manejar hasta 250 l/s y cargas de 30 m. La bomba cuenta con un impulsor recesivo fuera del paso normal del flujo.

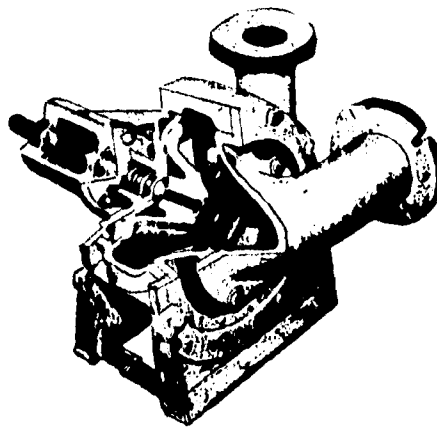


Fig. 5.18

Las bombas para procesar el producto generalmente manejan agua que contiene una gran cantidad de sólidos abrasivos. Por lo que se requiere materiales resistentes a la corrosión, se aplican con frecuencia aceros al magnesio.

5.10 CONSTRUCCION

Las bombas centrífugas que se usan en el trabajo de construcción incluyen las unidades para limpiar o drenar a chorro. Las unidades para drenaje generalmente son pequeñas movidas por motor de combustión interna, portátiles y autocebantes si son horizontales. Las bombas para chorro pueden desarrollar presiones hasta de 12 Kg/cm² por lo general, se diseñan como unidades portátiles movidas por motor de combustión interna.

5.11 REFRIGERACION

El bombeo de salmuera es la única aplicación especial requerida en los sistemas de refrigeración, almacenamiento refrigerado o fabricación de hielo. Se utilizan tanto salmueras de cloruro de sodio como de calcio, la última con mucho más frecuencia que la primera porque tiene un punto de congelación más bajo y es menos corrosiva. El peso específico de la salmuera que la bomba tiene que manejar varía de 1.05 a 1.28, dependiendo de la temperatura media que se conserva en los serpentines de expansión.

Se usan bombas completamente de hierro para salmueras de cloruro de calcio y se prefieren las de bronce para salmueras de cloruro de sodio. Se requiere una atención especial en la construcción de los cojinetes, debido a las bajas temperaturas que provoca que la humedad del aire se condensen dentro de los cojinetes, por lo que es necesario circular agua templada por las chaquetas de los cojinetes.

5.12 CALEFACCION.

Los sistemas de calefacción para edificios requieren de bombas de circulación de agua caliente y, en algunos casos unidades de retorno de condensado. Las primeras son por lo general bombas pequeñas de succión por el extremo y acopladas directamente, construidas para ese objeto en especial por varios fabricantes. Las bombas regenerativas también se usan para este propósito por que son apropiadas para la gama de capacidades bajas y altas cargas que se tienen.

5.13 CENTRAL DE FUERZA A VAPOR

La fuerza se produce en una central de fuerza a vapor suministrando energía calorífica al agua de alimentación, cambiándola a vapor a presión y luego transformando parte de ésta energía en energía mecánica por medio de una turbina de vapor para hacer un trabajo útil (Referencia 1, 6 y 11).

El agua de alimentación, por lo tanto, actúa solamente como un transportador de energía. Los elementos básicos de una central incluyen la máquina térmica, la caldera y un medio para meter el agua a la caldera. Las centrales generalmente requieren un mínimo de tres bombas. La bomba de condensado, la bomba de alimentación y una bomba de circulación. El ciclo que se ilustra a continuación es muy común y se usa en la mayoría de las centrales de fuerza a vapor pequeñas.

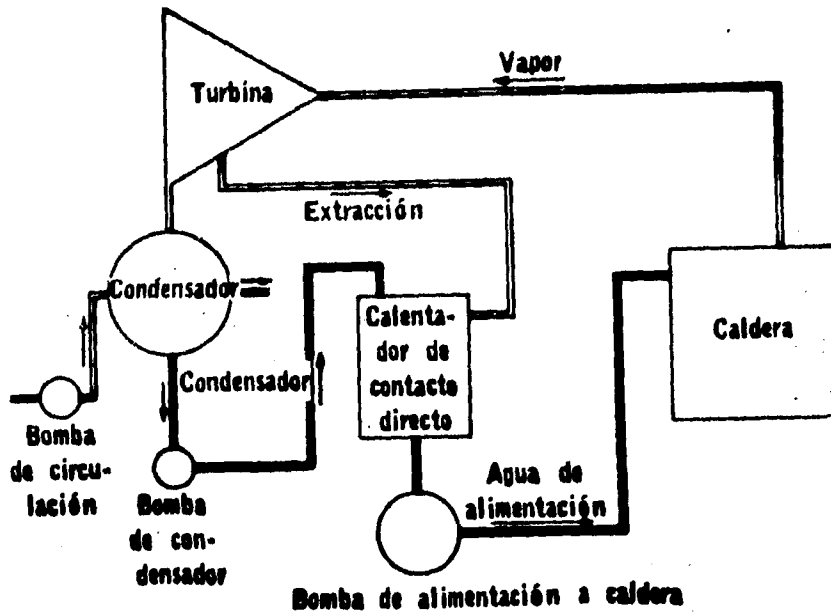


Fig. 5.19 Ciclo sencillo de planta de fuerza a vapor

5.13.1 BOMBAS DE ALIMENTACION DE CALDERA

Una lista de las condiciones de servicio de las bombas de alimentación deberá incluir no solo la capacidad de la bomba, condiciones de succión y temperatura del agua de alimentación, y la presión de descarga, sino también datos como el análisis químico del agua, el PH a la temperatura de bombeo, la variación de presión y temperatura de succión, y toda otra información pertinente que pueda reflejarse en el diseño hidráulico o mecánico de las bombas de alimentación a calderas.

anteriormente las velocidades de operación de estas bombas eran generalmente de 3500 r.p.m. estas deben manejar presiones muy altas de 245 Kg/cm² y cargas hasta 3000 m, la única manera de obtener éstas cargas tan altas es el aumento de pasos, las bombas por lo tanto tenían que tener flechas más y más largas, que amenazaban inferir con la larga e ininterrumpida vida de la bomba a la que se habían acostumbrado los operadores de las plantas de fuerza a vapor.

Para evitar que la longitud de las flechas sea demasiado larga y disminuir el tamaño del diámetro de los impulsores, ahora se utilizan bombas con impulsores más pequeños pero que tienen una velocidad mayor de hasta 9000 r.p.m. Con esto se logra que la desviación de la flecha sea menor de un tercio que la de la bomba anterior como se ve en los impulsores de la figura 5.20.

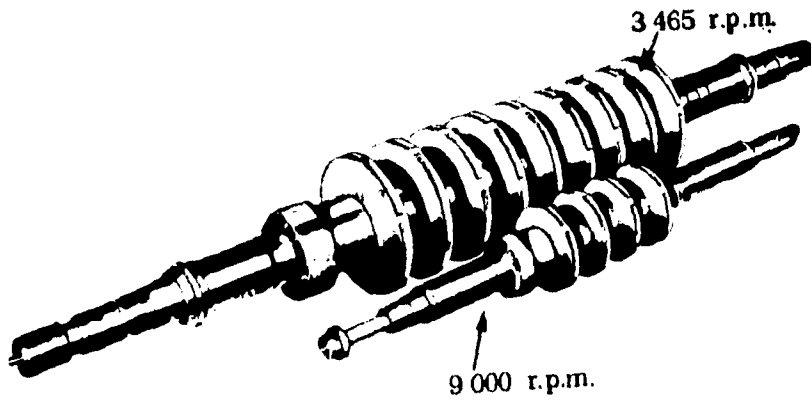


Fig 5.20

A) Bombas para baja presión.

Las bombas centrífugas horizontales de uno o dos pasos de tipo voluta (fig.5.21 y 5.22), encuentran aplicación en instalaciones de baja presión es decir para presiones menores de 30 kg/cm².

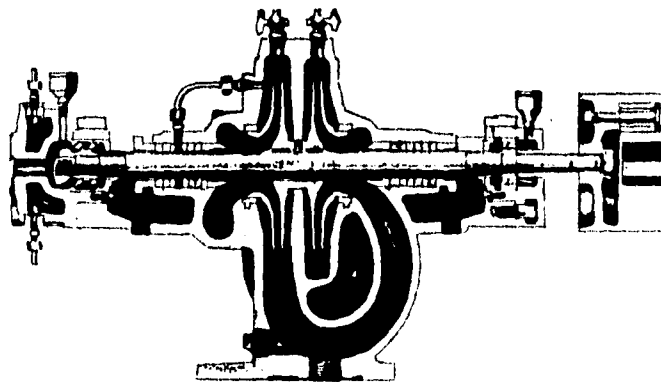


Fig. 5.21

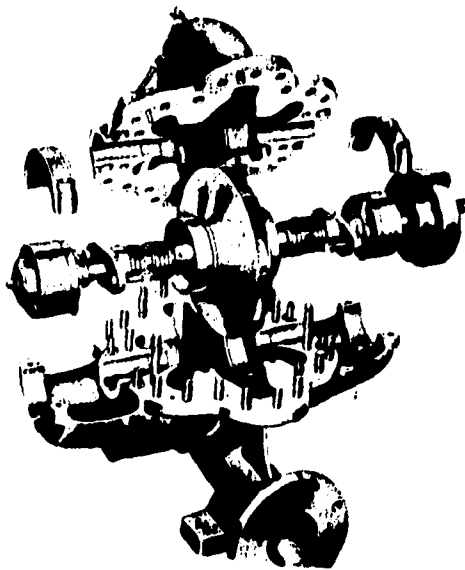


Fig 5.22

B) Bombas para presiones medias

Las plantas de presiones medias de 28 a 84 kg/cm² usan bombas centrifugas del tipo voluta de varios pasos y carcasa dividida con tres a seis pasos (fig. 5.23).

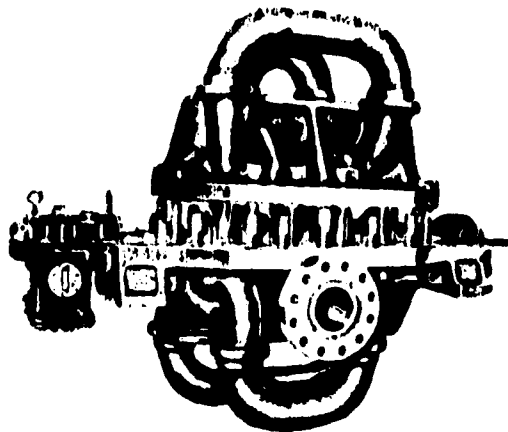


Fig. 5.23

C) Bombas de alta presión

Las plantas de alta presión (arriba de 84 kg/cm^2), usan bombas de difusor de varios pasos y carcasa dividida hasta 110 kg/cm^2 ; ya que el mantener un sello hermético arriba de ésta presión en bombas divididas horizontalmente es problemático. De manera que para presiones mayores a 110 kg/cm^2 se utilizan bombas de barril del tipo difusor hasta de 12 pasos ya que el sellado de sus extremos es algo más fácil. las presiones desarrolladas por éstas unidades llegan hasta 420 kg/cm^2 .

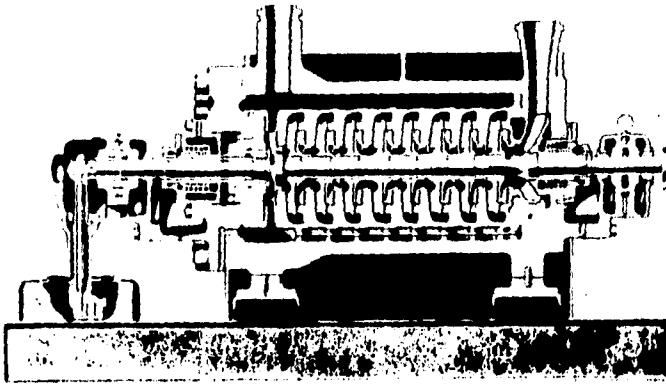


Fig 5.24 Bomba de alta presión de ocho pasos tipo barril.

5.13.2 BOMBAS DE CONDENSADO

Las bombas de condensado toman su succión del pozo caliente del condensador y descargan a la succión de las bombas de alimentación a calderas, éstas bombas por lo tanto, operan con una presión muy baja en la succión. Se usan bombas de condensado tanto verticales como horizontales, dependiendo de la carga total requerida, las bombas horizontales pueden ser de uno o varios pasos.

para cargas hasta de 30 m se usan bombas de admisión sencilla de un solo paso con cubierta axialmente dividida. Las bombas de varias etapas se usan para cargas más altas cuando estas cargas son demasiado altas se puede emplear una bomba de tres etapas como se ve en la fig. 5.25 el impulsor del primer paso es de doble admisión y está colocado en la parte central, los impulsores restantes son de tipos de admisión sencilla y cuenta con dos escapes amplios conectados a la voluta de succión que permiten el escape de vapor.

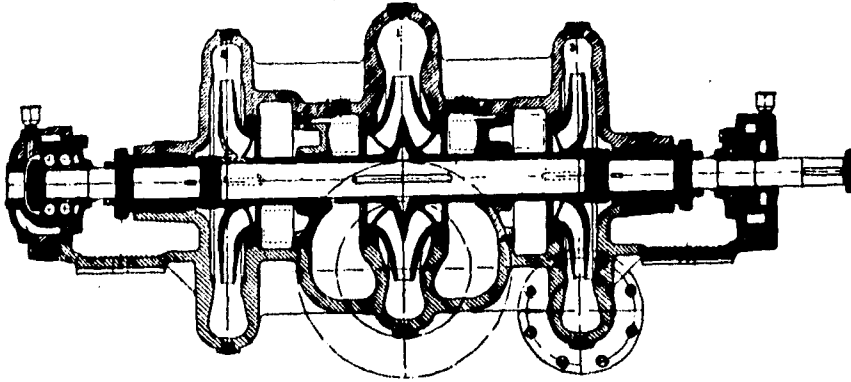


Fig. 5.25

Mientras que las bombas de condensado manejan esencialmente la misma agua que las bombas de alimentación muy pura, su baja temperatura la hace poco corrosiva. Por lo que la mayoría de los casos se utilizan bombas con cubierta de hierro y partes interiores de bronce.

4.13.4 BOMBAS DE CIRCULACION A CALDERAS

Estas bombas están sujetas a las más severas condiciones de servicio, así en el caso de una caldera que opera a 25 Kg/cm^2 la bomba de circulación debe manejar agua de alimentación a 329°C aproximadamente. Esta combinación de alta presión de succión y alta temperatura del agua saturada impone unas condiciones muy severas en los estoperos de las bombas haciendo necesario desarrollar diseños especiales para esta parte de la bomba.

La presión neta que desarrollan estas bombas es relativamente baja, hasta de 7 Kg/cm^2 cuando mucho por lo que estas bombas se construyen de un solo paso.

Debido a las condiciones difíciles impuestas en los estoperos siempre ha sido preferible usar admisión sencilla en diseños de succión por el extremo, con un solo estopero.

Para presiones mayores se requieren diseños más complicados, el sello de la flecha se logra con dos anillos flotantes que abaten la presión y un estopero con chaquetas para agua. Se inyecta agua de alimentación a calderas en un punto entre grupos superiores o inferiores de sellos de anillos flotantes.

CAPITULO 6

OPERACION DE SISTEMAS DE BOMBEO EN SERIE Y EN PARALELO.

La selección correcta de una bomba, asegura una buena operación que se refleja en la economía y duración del sistema. Antes de entrar en materia es importante conocer bien los principales términos y definiciones usadas en el bombeo.

6.1 DEFINICIONES.

Presión barométrica ; Es la presión atmosférica de una localidad determinada.

Presión manométrica ; Es una presión particular con respecto a la presión atmosférica esta puede ser menor o mayor a esta ultima .

Presión Absoluta ; Es la suma de la presión barométrica más la presión manométrica.

Carga estática de succión (Hes); Es la distancia entre la superficie libre del liquido de bombeo en la succión y el eje de la bomba.

Carga estática de descarga (Hed); Es la distancia entre el eje de la bomba y la superficie libre del liquido en la descarga .

Carga estática total (Het); Es la diferencia de niveles expresada en metros entre superficies libres, desde donde se toma el agua hasta donde se deposita.

Carga de velocidad; La carga de velocidad en un líquido, es la distancia de caída necesaria para vencer la resistencia de las tuberías y de los accesorios tanto en la succión como en la descarga.

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 91$$

Donde:

h_v Es la carga de velocidad, en (m) del líquido manejado.

v ; Es la velocidad del liquido, en $\frac{m}{s}$

g ; Es la aceleración de la gravedad, en $\frac{m}{s^2}$

Pérdidas por fricción ; Es la carga en metros de líquido manejado, necesaria para vencer la resistencia de las tuberías desde la succión hasta la descarga, la cual se representa de la siguiente manera.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 92$$

Donde:

f ; Es un factor de fricción que se obtiene del diagrama de modi (Referencia 11).

L ; Longitud de recorrido del líquido en la tubería expresada en m.

D ; Diámetro de la tubería en la succión o en la descarga.

$\frac{v^2}{2g}$; Es la carga de velocidad expresada en metros.

Pérdidas locales ; Es la carga en metros de líquido manejado equivalente y necesaria para vencer la resistencia de los accesorios (codo, válvulas, cople, niples, reducciones, ampliaciones, entradas, salidas, etc.). Tanto en la succión como en la descarga .

$$h_L = K \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 93$$

Donde :

K ; Es el coeficiente reductor de la carga de velocidad para cada accesorio en particular.

$\frac{v^2}{2g}$; Carga de velocidad.

Pérdidas totales; Es la suma de las pérdidas por fricción más las pérdidas locales.

Carga dinámica total (de bombeo); Es la suma de la carga estática total mas las perdidas totales. La cual se denota de la siguiente manera :

$$H_b = H_{st} + \sum h_{pt} \dots\dots\dots 94$$

Peso específico; Es el peso del líquido por unidad de volumen y se representa por la letra griega .

$$\gamma = \frac{W}{V} \dots\dots\dots 95$$

Donde:

γ ; Es el peso específico y esta dado en Kg/m^3

W ; Es el peso en kilogramos .

V; Es el volumen en metros cúbicos.

Presión: Es la fuerza por unidad de área la cual esta dada por

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots 96$$

P ; Es la presión en $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$

F; Es la fuerza en kg.

A; Es el área en m^2

Carga de presión ; Se le denomina carga de presión en un punto a la altura que alcanzara un líquido incompresible y homogéneo dentro de un tubo vertical abierto conectado a este punto. Este valor esta determinado en unidades de longitud que se obtiene dividiendo la presión manométrica en el punto entre el peso específico del líquido, y la expresión queda de la siguiente manera.

$$H = \frac{P}{\gamma} \dots\dots\dots 97$$

Donde:

H ; Es la carga de presión en m.

Presión de vapor ; Es la presión que ejerce un líquido en su superficie libre, a una temperatura determinada sobre el área que la rodea y se debe a la acción molecular dentro del líquido. A cada líquido corresponde una presión de vapor definida cuando se encuentra a una determinada temperatura. Esta definición así como las anteriores fueron tomadas de las referencias 2 y 3.

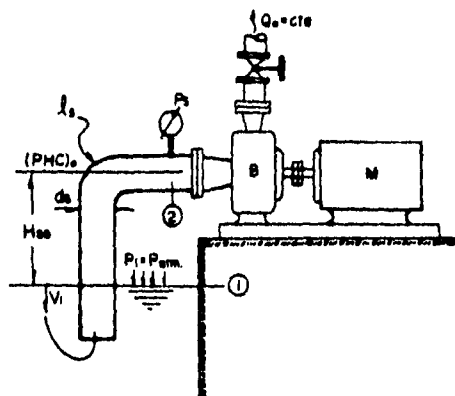
6.2 CAVITACION

La cavitación es un fenómeno mecánico, el cual consiste en un colapso de burbujas de vapor, lo que produce fuertes vibraciones y destrucción de la frontera del flujo.

Cuando la velocidad aumenta considerablemente, la presión puede disminuir por debajo de la atmosférica hasta alcanzar la presión de vapor del líquido. Por lo que el agua hierve a la temperatura ambiente, y las pequeñas burbujas de vapor al ser arrastradas por el flujo se unen lo que puede provocar fuertes vibraciones en la tubería y lo que es peor aun, al llegar a otra sección donde la presión vuelve a un valor alto (que exceda a la presión de vapor) la cavidad de vapor ya no puede existir produciéndose en forma violenta el colapso de esta, que induce presiones de gran intensidad, estas ondas de alta presión penetran en la porosidad del material, produciéndose la fractura interna del material que da como resultado la expulsión de partículas, dejando unas picaduras que al sumarse estas en un cierto tiempo de cavitación desarrollada, destruye las superficies internas del conducto.

La cavitación se detectan por las vibraciones y detonaciones producidas por el colapso de las burbujas de vapor.

Este fenómeno se presenta en las bombas cuando la zona de succión trabaja con presiones negativas, por lo que hay que evitar que estas presiones sean menores que las presiones de vapor. Esto se logra controlando la carga estática de succión. (Referencia 4 y 14).



En la Fig. 6.1. se muestra una instalación típica de una bomba.

En donde aplicando la ecuación de la energía entre las secciones uno y dos se tiene:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{p,1-2} \dots\dots\dots 98$$

Tomando los datos de la fig. 6.1. se tiene.

$$-H_{es} + \frac{P_{at}}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + \sum h_{ps} \dots\dots\dots 99$$

Donde:

P_{at} ; Es la presión atmosférica local

despejando $\frac{P_s}{\gamma}$ se obtiene:

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_{at}}{\gamma} - H_{es} - \frac{V_s^2}{2g} - \sum h_{ps} \dots\dots\dots 100$$

Ahora bien, la presión de succión siempre debe ser mayor que la presión de vapor por lo que:

$$\frac{P_s}{\gamma} > \frac{P_v}{\gamma} \dots\dots\dots 111$$

sustituyendo el valor anterior en la ecuación 93 se tiene que :

$$\frac{P_{at}}{\gamma} - H_{es} - \frac{V_s^2}{2g} - \sum h_{ps} > \frac{P_v}{\gamma} \dots\dots\dots 112$$

Ordenando términos se tiene:

$$\frac{P_{at}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_{es} - \sum h_{ps} > \frac{V_s^2}{2g} \dots\dots\dots 113$$

6.2.1 CNPS.

El primer miembro de esta desigualdad se le llama **carga neta positiva de succión (CNPS)** y es la carga neta disponible para introducir el líquido dentro del ojo del impulsor de la bomba y deberá ser siempre mayor que la energía cinética.

$$CNPS = \frac{P_{at}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_{es} - \sum h_{ps} \dots\dots\dots 114$$

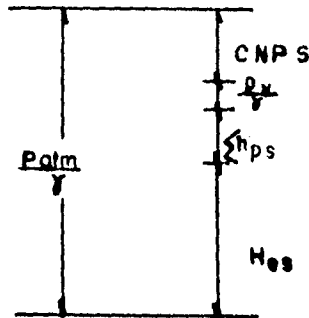


Fig. 6.2.

CNPS requerida .

Esta depende solo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad de rotación.

Cabe señalar que para evitar la cavitación debemos garantizar que :
CNPS disponible > CNPS requerida.

La CNPS depende de los siguientes factores:

A) De la altura sobre el nivel del mar donde sea ha instalado la bomba, que esta definida por la presión atmosférica de la localidad.

B) La presión de vapor del líquido manejado correspondiente a la temperatura de bombeo.

C) Las perdidas totales en la succión.

D) De la carga estática de succión.

Para que no se presente cavitación en bombas centrífugas se recomienda que se evite lo siguiente:

A) Gastos mucho mayores a los de diseño.

B) CNPS disponible < CNPS requerida.

C) Temperatura del líquido mayor a la de diseño.

E) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

6.3 CURVA DE PERDIDAS DE CARGA DE UN SISTEMA.

Esta curva se representa en un plano carga - gasto la cual pasa siempre por el origen de la gráfica, puesto que si no hay carga desarrollada por la bomba es lógico que no exista flujo en el sistema de tuberías como se ve en la fig. 6.3.

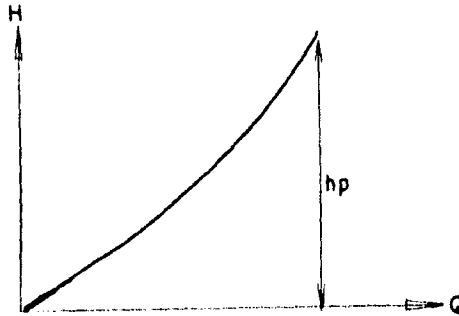


Fig. 6.3.

Las pérdidas de carga totales en un sistema de bombeo están en función del diámetro del tubo, longitud, número y tipo de accesorios que integran el sistema y la velocidad del líquido. Para un sistema dado las pérdidas totales varían aproximadamente con el cuadrado de la velocidad del líquido. (Referencia 14).

6.4 CURVA DEL SISTEMA.

Esta curva se obtiene al combinar la curva de pérdidas totales de un sistema con la carga estática, como se observa en la fig. 6.5.

Por ejemplo para un sistema de bombeo como el mostrado en la fig. 6.4. se tiene que :

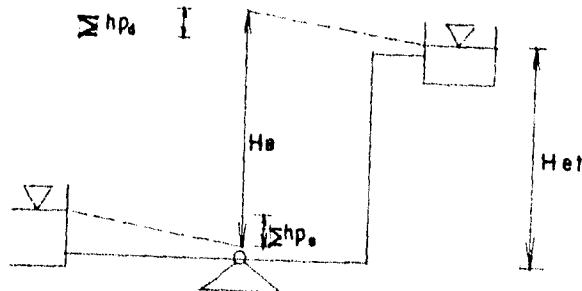


Fig. 6.4.

$$H_B = H_{bt} + \sum h_p \dots\dots\dots 115$$

Donde:

$$\sum h_p = \sum h_{ps} + \sum h_{pd} \dots\dots\dots 116$$

$\sum h_{ps}$; Es la sumatoria de las pérdidas totales de carga en la succión.

$\sum h_{pd}$; Es la sumatoria de las pérdidas totales de carga en la descarga.

$\sum h_p$; Es la sumatoria de las pérdidas totales de carga en el sistema.

$$\sum h_{ps} = h_{pfs} + h_{pfs} \dots\dots\dots 117$$

$$\sum h_{pd} = h_{pfd} + h_{pfd} \dots\dots\dots 118$$

Siendo h_{ps} y h_{pd} las pérdidas por fricción y locales respectivamente, tanto en la succión como en la descarga.

Para calcular las pérdidas por fricción , de la ecuación de Darcy - Weisbach se tiene que:

$$h_{pf} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 119$$

o bien:

$$h_{pf} = f \frac{L}{D} \frac{1}{2gA^2} Q^2 \dots\dots\dots 120$$

Donde.

L, es la longitud de la tubería.

D; es el diámetro de la tubería.

Mientras que para las pérdidas locales se tiene que:

$$h_{pl} = K \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 121$$

o bien:

$$h_{pi} = K \frac{1}{2gA^2} Q^2 \dots\dots\dots 122$$

De donde:

$$\sum h_p = \sum \left(f \frac{L}{D} \frac{1}{2gA^2} Q^2 + K \frac{1}{2gA^2} Q^2 \right) \dots\dots\dots 123$$

Denominando

$$K_s = \sum f \frac{L}{D} \frac{1}{2gA^2} + \sum k \frac{1}{2gA^2} \dots\dots\dots 124$$

y factorizando el gasto se tiene:

$$\sum h_p = K_s Q^2 \dots\dots\dots 125$$

Al sustituir $\sum h_p$ de la ecuación anterior en la ecuación 115 se tiene:

$$H_b = H_{et} + K_s Q^2 \dots\dots\dots 126$$

En general K_s depende de la geometría del sistema y del número de Reynolds. Sin embargo en la mayoría de los casos los valores de Reynolds son altos es decir circula un flujo turbulento, por lo que los valores de f son constantes y K_s sólo depende de la geometría del sistema (referencia 4).

La representación gráfica de la ecuación 126 en un plano $Q - H_b$ se denomina curva del sistema y se muestra a continuación (fig. 6.5):

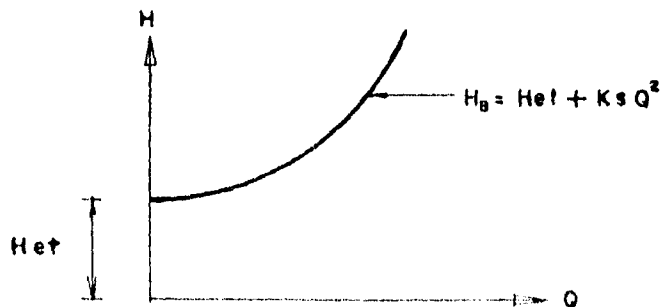


Fig. 6.5

La curva del sistema se puede modificar por dos razones:

A) Variación de la carga estática H_{st} .

B) Variación en el parámetro K_s . (debido por ejemplo a la apertura o cierre de una válvula de control).

6.5 PUNTO DE OPERACION.

Según la ecuación de la curva carga - gasto (curvas características cap. 4), la carga de bombeo que puede entregar una bomba depende del gasto. Por otro lado según la ecuación 126, la carga que impone el sistema hidráulico también depende del gasto. Por lo que el punto de operación de un sistema de bombeo debe satisfacer ambas ecuaciones como se muestra en el siguiente diagrama Q vs HB.

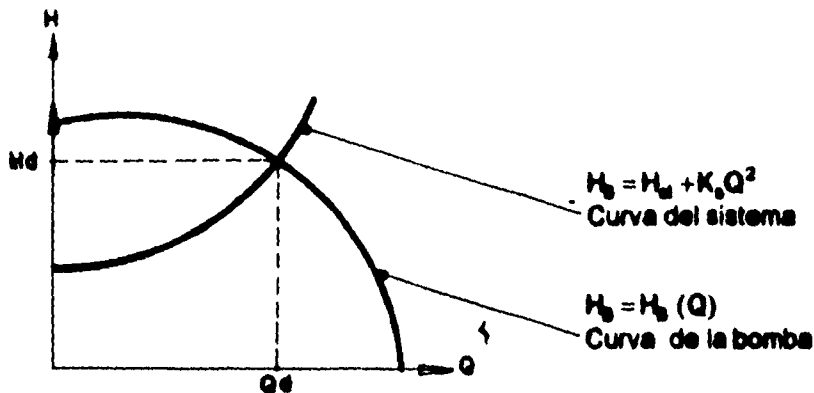


Fig. 6.6

6.6 OPERACION EN SERIE.

Cuando un grupo de bombas que operan independientemente se acoplan de tal forma que la descarga de la anterior se introduce en la succión de la siguiente, se dicen que están acopladas en serie.

Por continuidad el gasto que pasa por la primera bomba es igual al gasto que pasa por la última y como la función del impulsor de estas es impartir energía al fluido, entonces la carga resultante es igual a la suma de las cargas que produce cada una de ellas. En la práctica se acoplan hasta dos bombas en serie para resolver problemas de mediana presión, pero en aplicaciones de alta presión esto no es factible hacerlo por que la carcasa de las bombas después de la tercera no aguantarían dichas presiones, ya que estas no vienen diseñadas para esas aplicaciones; entonces se usan bombas de varios pasos especialmente diseñadas para esos problemas (Referencia 4 y 13).

Ahora bien se puede obtener las curvas de gastos resultantes de la operación de dos bombas o mas acopladas en serie de la siguiente manera: En la figura 6.7 se muestran las curvas de gastos de dos bombas iguales o diferentes B_1 y B_2 operando en serie.

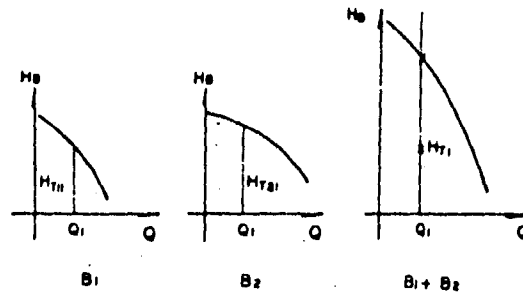


Fig. 6.7

Se selecciona un gasto Q cualquiera y de sus curvas características sacamos H_{B1} y H_{B2} , la suma resultante es $H_{B1} + H_{B2}$, luego en un plano (H_{B1}, Q_1) llevamos este par de coordenadas H_T, Q que será uno de los puntos de la curva de la operación en serie, se repite este procedimiento para otros gastos Q_2, Q_3, \dots, Q_j , en la misma forma, obteniéndose así las curvas H_{B2}, \dots, H_{Bj} . Luego uniendo estos puntos nos dará la curva de las dos bombas operando en serie en todo el rango de gastos deseados.

Ahora para un punto cualquiera (H_{B0}, Q_0) en que opere un sistema de bombeo deberá coincidir con el mismo punto (H_B, Q) la unidad operando en serie, por tanto, tomando como base el $Q=Q_0$; ya que este gasto pasa por las dos bombas; de sus curvas características de cada una de ellas, entrando con el Q_0 sacamos las eficiencias de operación de cada una η_{01} y η_{02} con estas podemos calcular las potencias de consumo de la unidad con:

$$P_T = \frac{\gamma Q_0 H_{T01}}{\eta_{01}} + \frac{\gamma Q_0 H_{T02}}{\eta_{02}} \dots \dots \dots 127$$

6.7 OPERACION EN PARALELO.

La operación en paralelo es la más frecuente en la práctica por la versatilidad que presenta el sistema de bombeo de poder adaptarse a las condiciones de demanda, con variaciones de presión aceptables en la práctica.

Cuando un grupo de bombas se acoplan de tal forma que todas las bridas de descarga de éstas se conectan a un colector o tubo múltiple que termina en la tubería de presión y las bridas de succión se conectan a un cárcamo de alimentación ya sea con tuberías independientes o con un múltiple que termina en una sola tubería de succión, entonces se dice que se tiene un acoplamiento en paralelo. En este caso el gasto de bombeo es igual a la suma de los gastos de las bombas que estén operando a la vez y la carga de presión es la misma para todas, ya que si no fuera así habría recirculación del líquido entre ellas o se presentaría el bloqueo de una o varias bombas del sistema, para evitar este último efecto se deben usar bombas con curvas características iguales o muy parecidas. En la operación en paralelo la curva resultante no es única, sino que puede haber tantas curvas como bombas puedan operar a la vez.

Para obtener estas curvas se procede de la siguiente manera: sean n bombas acopladas en paralelo, ver fig. 6.8.

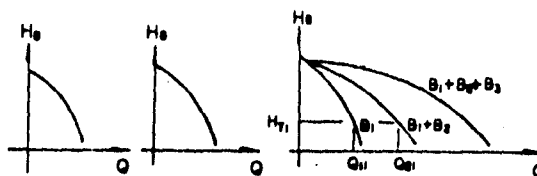


Fig. 6.8

Las curvas de gastos serán cualquiera de las n curvas de las bombas instaladas cuando éste operando solo una de ellas más un plano (H_B, Q) con tantas curvas de gastos como bombas estén operando a la vez. Este último plano se construye seleccionando una carga cualquiera H_T y de las curvas características de las bombas que estén funcionando al mismo tiempo se sacan los gastos $Q_{11}, Q_{12}, \dots, Q_{1n}$ y se suman, con el cual obtenemos un punto de uno de las curvas que será el H_B, Q , este procedimiento se repite con otras cargas $H_{B2}, H_{B3}, \dots, H_{Bi}$, con lo cual se puede dibujar la curva de gastos de las " i " bombas trabajando a la vez. Así se pueden construir las curvas con dos bombas B_1+B_2 , tres bombas $B_1+B_2+B_3$, hasta la curva con las " n " bombas funcionando, $B_1+B_2+\dots+B_n$.

Como cada bomba opera independientemente de acuerdo con su curva característica de eficiencia, para determinar el comportamiento del sistema de bombas que estén funcionando simultáneamente, otra vez tomamos el punto de operación del sistema de bombeo (H_{B0}, Q_0) que deberá coincidir con el punto de la curva característica dada, pero ahora tomamos la $H_{B0} = H_B$, pues esta es la misma

para todas ; y entrando con esta HT en las curvas de gasto de cada una sacamos los gastos $Q_{01}, Q_{02}, \dots, Q_{0n}$, que están dando estas independientemente y con estos gastos ahora entramos en sus curvas de eficiencia de donde sacamos las eficiencias de operación de cada una, $\eta_{01}, \eta_{02}, \dots, \eta_{0n}$, y finalmente con estas podemos calcular el consumo de energía de cada una de ellas y así obtener el comportamiento del sistema con:

$$P_f = \frac{\gamma Q_{01} H_{T0}}{\eta_{01}} + \frac{\gamma Q_{02} H_{T0}}{\eta_{02}} + \dots + \frac{\gamma Q_{0n} H_{T0}}{\eta_{0n}} \dots 128$$

La ventaja de la operación de bombas en paralelo, es que se puede operar el sistema de bombeo siempre a alta eficiencia, pues de acuerdo con el consumo instantáneo de la utilización bastara ponerse a funcionar el número necesario de bombas, de tal forma que estas operen siempre muy cercano a su punto nominal de operación.

6.8 CEBADO

Cebear una bomba significa reemplazar el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por el líquido a bombear. Es necesario cebear las bombas centrífugas, ya que de no ser así corre el peligro de dañar alguna de las partes interiores que se lubrican precisamente con el líquido a bombear. Las bombas se pueden cebear, automática o manualmente (Referencia 1 y 3).

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir, el nivel del líquido a bombear está arriba del eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba se pone por primera vez en servicio, la tubería de la bomba y esta misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión de succión sea lo suficientemente alta para desalojar el aire del interior de la bomba, ésta no estará cebada. Por lo tanto, es necesario proveer medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema.

Si el nivel de succión se encuentra abajo del eje central de la bomba (caso más común) el aire debe ser substituido por el líquido a bombear mediante el sistema de cebado que sea el más adecuado para cada instalación.

Existen varios sistemas de cebado auxiliar, como los que se mencionan a continuación:

1. El paso lateral que puentea la válvula checadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebear la bomba.

2. válvula de pie. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.
3. Una bomba auxiliar extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para efectuar el cebado de la misma.
4. Un eyector extrae el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

Es necesario cebar las bombas centrifugas que se van a arrancar por primera vez. Una vez que se haya inspeccionado el equipo auxiliar de la bomba, efectuado el cebado correcto si lo necesita y verificado sus condiciones normales de succión, se puede arrancar la bomba.

6.9 CUARENTA Y SIETE CAUSAS POSIBLES DE PROBLEMAS Y SUS EFECTOS . A continuación se presentan los principales problemas que afectan a las bombas esto se tomo de las Referencia 11 y 13.

DESCRIPCION	CAUSA POSIBLE
La bomba no entrega fluido:	2. 3. 4. 6.14. 16. 17. 22 . 23
Insuficiente capacidad entregada	2. 3 . 4 . 5 . 6. 7. 8. 9. 22. 23 30. 31
Insuficiente presión desalojada	5. 14. 16. 17. 20. 22. 29. 31
La bomba pierde su cebado después de arrancarla.	2 . 3 . 5 . 6 . 7 . 8 . 11 . 12 . 13
La bomba requiere excesiva potencia:	15 . 16 . 17 . 18 . 19 . 20. 21 24 . 26 . 27 . 29. 33 . 34. 37
La caja de empaques fuga excesivamente	13 . 24 . 26 . 32 . 33 . 34. 3536 . 38 . 39 . 40.
El empaque tiene corta vida:	12. 13 . 24 . 26 . 28 . 32 . 33 34. 35 . 36 . 37 . 38 . 39 . 40
La bomba vibra:	2. 3. 4. 9. 10. 11. 21. 23. 25 26 27. 28 . 30 . 35 . 36 . 41 42 . 43 . 44 . 45 . 46 . 47.
La bomba se sobrecalienta y se atranca:	1. 4. 21. 22. 24. 27 . 28. 35 36 . 41.

6.9.1 PROBLEMAS EN LA SUCCION

- 1. La bomba no está cebada.**
- 2. La bomba o tubo de succión no está completamente lleno de líquido.**
- 3. Altura de succión demasiado alta.**
- 4. Insuficiente margen entre la presión de succión, y presión de vapor del líquido.**
- 5. Excesivo acumulamiento de gas o aire en el líquido.**
- 6. Bolsas de aire en la línea de succión.**
- 7. Fugas de aire dentro de la línea de succión.**
- 8. Fugas de aire dentro de la bomba a través de la caja de empaques.**
- 9. Válvula de pie demasiado pequeña.**
- 10. Válvula de pie parcialmente obstruida.**
- 11. La entrada del tubo de succión insuficientemente sumergido.**
- 12. La jaula de sello localizada incorrectamente en la caja de empaque.**
- 13. La jaula del sello mal colocada en la caja de empaque, impide el paso del fluido de sellado para formar el sello.**

6.9.2 PROBLEMAS EN LOS SISTEMAS

- 14. La velocidad de la bomba es demasiado baja.**
- 15. La velocidad de la bomba es demasiado alta.**
- 16. El sentido de rotación invertido.**
- 17. La carga total del sistema más alta a la que fue diseñado el sistema.**
- 18. La carga total del sistema más abajo a la que fue diseñado el sistema.**
- 19. Gravedad específica o líquido, diferente al de diseño.**
- 20. Viscosidad o líquido diferente para lo cual fue diseñada la bomba.**
- 21. Operación a muy baja capacidad.**
- 22. Operación de la bomba en paralelo inadecuado a la semejante en operación.**

6.9.3 PROBLEMAS MECANICOS

23. **Materia extraña en el impulsor.**
24. **Desalineamiento.**
25. **Cimentación no rígida.**
26. **Deflección de flecha.**
27. **Partes rotativas restregadas sobre partes estacionarias.**
28. **Baleros desgastados.**
29. **Anillo de desgaste gastado.**
30. **Impulsor dañado.**
31. **Junta de la carcasa defectuosa que permita fugas internas.**
32. **Flecha o camisa de flecha desgastadas causadas por la empaquetadura.**
33. **Empaque impropriamente instalado.**
34. **El tipo de empaque incorrecto para las condiciones de operación.**
35. **La flecha está desplazada de su centro, debido a desgastes de baleros o desalineamiento.**
36. **El rotor fuera de balanceo resultando en vibración.**
37. **Prensa estopas demasiado apretado no permitiendo la circulación del fluido, que lubrica al empaque.**
38. **El descuidar de proveer líquido limpio a la caja de empaques para su enfriamiento.**
39. **Un excesivo claro en el fondo de la caja de empaques entre la flecha y la carcasa, causando que el empaque este forzado dentro del interior de la bomba.**
40. **Suciedad o arena en el líquido de sello causando ralladuras en la flecha o camisa de flecha.**
41. **Un excesivo empuje causado por un defecto mecánico en el interior de la bomba o por el defecto del balances hidráulico por algún dispositivo.**

42. Una excesiva grasa o aceite contra la fricción en el alojamiento o falta de enfriamiento, causando una excesiva temperatura al balero.
43. Falta de lubricación.
44. Una instalación inadecuada para la lubricación al balero (daños durante el ensamble, incorrecto ensamble o baleros mal montados, use baleros desiguales como pareja).
45. Suciedad adquirida dentro de los baleros.
46. Herrumbre en los baleros debido a la suciedad del agua dentro del alojamiento.
47. Excesivo enfriamiento de refrigeración al balero resultando una condensación en el alojamiento del balero por la humedad de la atmósfera.

6.10 OPERACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS CON FLUJO REDUCIDO

Si la bomba está operando contra una válvula completamente cerrada, las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno con descarga cerrada y, como no se origina ningún flujo por la bomba, toda esta fuerza se gasta en calentar la pequeña cantidad de líquido contenido en el cuerpo de la bomba. Al ocurrir este proceso, la misma cubierta de la bomba se calienta y cierta cantidad de calor se disipa por radiación y convección a la atmósfera circundante.

Si la cantidad de calor agregado al líquido es pequeña, se puede transmitir por la cubierta con un diferencial bajo de temperatura entre el líquido de la cubierta y el aire exterior. Si la cantidad de calor es muy alta llegará un momento en que la cantidad de calor disipado iguale a la cantidad de calor generado por la bomba propiamente dicha. La operación de la bomba en estas condiciones tendría efectos desastrosos.

La capacidad de disipar calor de la bomba es función básicamente del volumen de agua contenido en la carcasa y del material de la misma. Si se requiere que la bomba opere con la válvula de descarga cerrada o con flujos extremadamente bajos, se deben proveer medios para evitar la operación a temperaturas excesivas.

Esto se logra instalando una línea de desvío en la descarga de la bomba y que vaya a un punto de presión mas bajo en la instalación en donde pueda disiparse el exceso de calor. Bajo ninguna circunstancia deberá llevarse esta línea directamente a la succión de la bomba por que no habría medios para disipar el exceso de calor y se desvirtuaría totalmente el propósito de la colocación de esta línea. Como se ve en la figura siguiente.

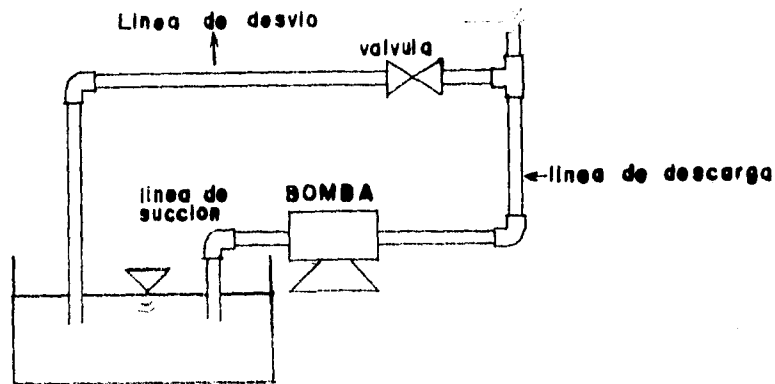


Fig. 6.9

6.11 VERIFICACIONES FINALES ANTES DEL ARRANQUE

Después de que una bomba centrífuga se ha instalado correctamente y queda lista para su arranque inicial, se recomienda hacer unas cuantas verificaciones de última hora. Los cojinetes se deben lavar con kerosina y limpiarlos completamente y el sistema de lubricación debe estar limpio, no se debe emplear estopa para limpiar cojinetes porque puede caer pelusa en el lubricante, los trapos limpios son mejores para esta tarea. La grasa y el aceite que se usen en el sistema de lubricación deben estar libres de agua, mugre u otros contaminantes. Los cojinetes deben llenarse con lubricante limpio de acuerdo a las especificaciones del fabricante (referencia 3 y 6).

Con el acoplamiento desconectado, se deberá probar la rotación correcta del impulsor. Generalmente hay una flecha marcada en la bomba para señalar la rotación correcta.

Por último todas las partes deben inspeccionarse antes de arrancar. Debe ser posible dar vuelta al rotor de la flecha con la mano, y en caso, de que una bomba maneje líquidos calientes, el rotor debe girar libremente con la bomba fría o caliente. Si el rotor está pegado o si se arrastra ligeramente, no debe operarse la bomba hasta que se localice la causa del problema y se corrija.

6.12 PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE

Antes de arrancar una bomba se deberán verificar las condiciones de succión, ver si la bomba está provista de un pichancho y asegurar que no está obstruida. Es necesario cebar las bombas centrífugas, ya que de no ser así corre el peligro de dañarla. Compruébese el sentido de rotación del propulsor teniendo cuidado de desacoplar la unidad. De vuelta al rotor con la mano y pruebe que no se atore. Una vez efectuado el cebado correcto si lo necesita y verificado sus condiciones normales de succión, se puede arrancar la bomba.

Una bomba centrífuga se puede poner en marcha con la válvula de descarga abierta o cerrada. Si la válvula es cerrada, el agua dentro de la carcasa recirculará. Abrase lentamente la válvula de descarga tan pronto como la bomba alcance su velocidad de operación, la bomba puede operar algunos minutos con la válvula cerrada sin sobrecalentamiento o daño.

Solo una bomba centrífuga con espacios libres excesivos entre las partes estacionarias y la giratorias podría trabajar en seco por tiempo indefinido. La mayoría de las bombas centrífugas tienen ajustes precisos en las juntas de escurrimiento y no pueden operar en seco de ninguna manera, o en algunos casos no más de unos segundos, sin dañarse seriamente.

Un manoteo conectado en la succión y otro en la descarga e instalados en lugares adecuados son necesarios para fines de comprobación del funcionamiento de la bomba.

6.13 ESTRANGULACION DE LA BOMBA

Si se estrangula en la succión de una bomba centrífuga, se origina una reducción en la presión absoluta en la entrada del impulsor. Esto puede hacerse para reducir la capacidad forzando la bomba a operar en vacío y reduciendo la capacidad de descarga por la alteración de la curva de carga capacidad. Esta operación es dañina para la bomba.

La eficiencia de la bomba se reduce cuando opera al vacío, pero lo más importante es cuando causa erosión y destrucción prematura por la cavitación provocada al estrangular la succión.

La capacidad de la bomba puede reducirse simple y seguramente estrangulando la descarga. De esta manera las pérdidas por estrangulamiento se consideran para obtener una nueva curva del sistema que cruza la curva carga capacidad en el punto deseado.

6.14 PARO DE BOMBAS

El paro de una bomba puede examinarse en dos casos generales: Paro controlado y paro imprevisto.

En el paro controlado y según sean los diversos tipos de instalación, se debe procurar que, por medio de las válvulas de compuerta, check o de otro tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se puedan producir al parar la bomba, esto se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba.

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto, el líquido sufre un cambio brusco de velocidad y se presenta el golpe de ariete que debido a la elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se recurre a medios que reducen la presión desarrollada durante el impulso del flujo del líquido. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo. Para lo cual se usan válvulas de alivio que liberan aire, agua y reducen la presión, pueden usarse válvulas checadoras de cierre lento solas o en combinación con válvulas de alivio para aumentar el tiempo de cese del flujo.

CAPITULO 7

MANTENIMIENTO

El mantenimiento es una serie de procedimientos encaminados para detectar y corregir fallas en un equipo cualquiera y de esta manera lograr una buena operación. Existen dos tipos de mantenimiento:

7.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

El objetivo de este es prevenir las averías de las máquinas tanto como sea posible, por medio de ajustes, reposiciones y reparaciones menores en periodos especificados. Estos periodos son establecidos, bien a través de la información procedente de los fabricantes sobre la esperanza de vida de los componentes o por la experiencia de trabajo con equipos similares. A continuación se mencionan algunos aspectos importantes de este mantenimiento.

7.1.1 OBSERVACION DIARIA

Las instalaciones deben inspeccionarse cada hora todos los días, el operador debe reportar inmediatamente cualquier irregularidad en la operación de la bomba, por ejemplo si hay un cambio de sonido en una bomba en operación debe investigarse inmediatamente. Las temperaturas de los cojinetes deberán observarse cada hora. Un cambio repentino de la temperatura implica más dificultades que una temperatura alta y constante. Así por ejemplo es importante observar la operación de los estoperos, esto implica que se debe revisar si el escurrimiento de parte de estos es bueno, para enfriar y lubricar la empaquetadura (Referencias 1,3 y 6).

Los manómetros e indicadores de flujo si están instalados deberán revisarse cada hora para su correcta operación. Se deben revisar los instrumentos registradores para asegurarse de que la capacidad de salida, presión o consumo de corriente estén operando correctamente.

7.1.2 INSPECCION SEMESTRAL.

A) El prensaestopas del estopero deberá revisarse cada medio año para ver que tenga movimiento libre. Se deberá limpiar y aceitar los pernos y tuercas del prensaestopas e inspeccionar la empaquetadura para determinar si necesita reponerse.

B) El alineamiento de la bomba y del impulsor deberá verificarse y corregirse si es necesario.

C) Los cojinetes lubricados con aceite deberán verificarse y si es necesario agregarles aceite.

D) Los cojinetes lubricados con grasa deberán revisarse para verificar si ésta es la cantidad y consistencia adecuada.

7.1.3 INSPECCION ANUAL.

Las bombas centrífugas deberán inspeccionarse muy cuidadosamente una vez al año, de la manera siguiente:

A) Desmontar cojinetes (limpiar y examinar si tienen defectos) y en la caja de estos se debe hacer lo mismo.

B) Los baleros antifricción deberán limpiarse, en seguida revisar si existen ralladuras o desgaste.

C) Inmediatamente después de la inspección de los cojinetes debe cubrirse con una capa de grasa o aceite para evitar que les entre la humedad y la mugre.

D) La empaquetadura deberá extraerse y los manguitos de la flecha o la flecha (si no se usan manguitos), y luego revisar si existe desgaste.

E) Las mitades del acoplamiento deberán desconectarse y verificar el alineamiento.

F) Debe verificarse el juego permitido en los extremos del cojinetes, si es excesivo deberá determinarse la causa y corregirlo.

G) Drenajes y tuberías (para sellos, enfriamiento y otros) deberá revisarse y soplarse.

H) Si el enfriamiento es con aceite se deben limpiar y soplar las tuberías.

I) Se deberá re empaquetar los estoperos y volver a conectar el acoplamiento.

J) Si se hacen reparaciones internas deberá probarse nuevamente la bomba al terminar la reparación.

7.2 MANTENIMIENTO CORRECTIVO.

Es un sistema de mantenimiento solo para tratar averías críticas, es decir cuando la bomba ya no es capaz de funcionar o es incosteable, entonces se puede proceder a una reconstrucción

El principal objetivo que hay que cubrir en la reconstrucción de una bomba, debe ser la restauración a su estado original.

7.2.1 RECONSTRUCCION COMPLETA

El tipo de servicio para el que se destina la bomba, su construcción general, el líquido manejado, los materiales usados, el tiempo promedio de operación diaria influyen el tiempo en el cual se requiera una reconstrucción completa, tomando en cuenta el costo de esta con respecto a la adquisición de una nueva unidad.

Existen ciertas evidencias que indican la declinación del funcionamiento de la bomba. Estas evidencias pueden ser ruido o temperatura excesiva de los cojinetes, o sobrecarga del impulsor.

Para establecer si es o no necesario una reconstrucción completa es conveniente hacer un programa de pruebas ya que el resultado de estas pruebas comparado con el funcionamiento de la bomba en su condición inicial, dirá si el gasto interno es considerable, además que es menos costoso que abrir una bomba y no se requiere sacar de servicio la unidad.

La vida de una bomba centrífuga se determina por la magnitud del desgaste interno y el efecto de este desgaste en el funcionamiento de la bomba, dos causas distintas conducen al aumento de los espacios libres interiores:

A.) La acción abrasiva del líquido que pasa por anillos de desgaste y aumenta los espacios libres interiores, provocando recirculación dentro de la bomba.

B.) Los contactos momentáneos originados (no importando el buen diseño de la bomba) por el efecto de cavitación, pérdida de cebado o choques hidráulicos repentinos que imponen vibración momentánea, causando un cierto contacto en las juntas giratorias.

La capacidad neta descargada por la bomba se reduce en una cantidad proporcional al aumento de escurrimiento entre los anillos de desgaste. El efecto del aumento de escurrimiento se observa en la figura 7.1. En la cual se establece la relación carga capacidad, restando el escurrimiento interno adicional de la capacidad inicial a cada carga, se tiene una nueva curva carga-gasto.

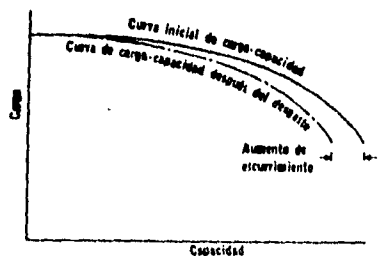


Fig 7.1 Efecto del escurrimiento

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.

7.2.2 DESARMADO COMPLETO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Se deberá tener mucho cuidado con la operación de desmantelamiento. Lo primero a ejecutar, es cerrar las válvulas de succión y descarga y drenar el líquido de la carcasa (Referencia 11).

El procedimiento es el siguiente:

A) Si los baleros son lubricados por aceite drenar los alojamientos y remover el aceite.

B) Desconectar las mitades de cople, si los coples usados son lubricados por aceite drenar el aceite, antes de quitar el perno.

C) Desconectar el prensaestopas de la carcasa. Si los prensaestopas son del tipo en mitades, removerlos quitándolos completamente.

D) Con un punzón adecuado, desalojar los dos pernos rectos que se localizan en la mitad horizontal para alinear la carcasa mitad superior e inferior.

E) Remover los tornillos los cuales se alojan en la mitad superior y mitad inferior de la carcasa, para poder levantar la mitad superior de la carcasa. Al hacer esta operación téngase cuidado de que no sufran daño las partes estacionarias de la bomba que están unidas a las paredes de la carcasa.

F) Quitar buje guía

G) Levantar el ensamble del rotor. Tener mucho cuidado al levantar y manipular este conjunto.

H) Aflojar las tapas de los baleros y retirar el alojamiento de los mismos.

I) Retirar los baleros y sus tapas.

J) Quitar el prensaestopas, empaquetadura y jaulas de sello.

K) Retirar la camisa de la flecha.

L) Por último quitar el impulsor, los anillos de desgaste y las cuñas del impulsor.

Tan pronto como la bomba sea desmantelada se debe proceder a examinar cuidadosamente todas las juntas y todas las superficies de desgaste que son de importancia para el desempeño de la unidad.

Al referirnos al mantenimiento de bombas centrífugas es necesario restringirlo a los tipos mas comunes. Esto se debe a la gran variedad de estas bombas en tamaño, partes y diseño.

7.3 MANTENIMIENTO DE PARTES ESPECIFICAS

7.3.1 MANTENIMIENTO DE LA CARCAZA

Las bombas que manejan agua potable generalmente no están sujetas a un fuerte desgaste de la carcasa. sin embargo las vías de agua siempre deben tenerse perfectamente limpias y repintarse durante una reparación general. Se debe usar una pintura adecuada que se adhiera firmemente al metal de manera que la velocidad del agua no la arrastre. Se debe establecer un programa de limpieza y repintado basado en las condiciones del líquido manejado (Referencia 1 y 11).

Cuando se maneja agua sucia o arenosa las carcasas están sujetas a un fuerte desgaste, el cual puede reducirse mediante la selección de bombas de baja velocidad y utilizando carcasas de metal de grano fino. El uso de hierro fundido con 2% de níquel, por lo general tiene suficiente resistencia. Cuando se maneja este tipo de agua se debe establecer un programa especial de mantenimiento. Las carcasas deberán examinarse regularmente para ver si hay corrosión.

Si la carcasa está picada o gastada en ciertos lugares se puede reparar con soldadura, soldadura de latón, de plata o metalizado a chorro dependiendo del material de construcción y de las facilidades disponibles.

Se debe tener un cuidado especial para re acondicionar los ajustes de metal a metal en las partes estacionarias como anillos de carcasa, difusores o piezas que asientan en la cubierta. Si la cubierta es de acero y estas partes muestran señales de erosión podría ser ventajoso carearlos de acero inoxidable.

Frecuentemente la lengüeta de la voluta se erosiona, cuando la bomba maneja agua con arena o cuando la periferia del impulsor está muy cerca de la lengüeta. La mejor manera para corregir este problema, es recortar la lengüeta de manera que este derecha de lado a lado y luego limarla hasta darle un borde redondeado y liso. este recorte no afecta desfavorablemente la capacidad de la bomba, al contrario con frecuencia se usa para obtener un porcentaje pequeño adicional a la capacidad.

Se debe tener cuidado durante la reparación de la cubierta para evitar deformarla. Si las reparaciones son muy serias es preferible que los arreglos se realicen en el taller del fabricante.

7.3.2. MANTENIMIENTO DEL IMPULSOR

La inspección del impulsor, se realiza extrayendo a este de la carcaza el cual deberá examinarse cuidadosamente en todas sus superficies para ver si hay desgaste indebido por abrasión, corrosión o cavitación.

Las bombas que manejan agua con arena pueden usar impulsores de bronce, hierro colado, ferró níquel fundido y aun acero al cromo, dependiendo de la cantidad de arena, su grado de abrasión y el carácter del agua. Si se identifica el desgaste por corrosión se hace necesaria la sustitución de los materiales por otros mejores.

Cuando los impulsores se ven afectados por la cavitación estos se pican y erosionan rápidamente, por lo que con frecuencia se justifica el aumento en el costo de aleaciones especiales.

En bombas pequeñas, la mejor manera de corregir el desgaste del impulsor es reponiéndolo por uno nuevo por que el tamaño de la bomba no permite la reconstrucción. Además una reconstrucción por soldadura de latón, estaño o similar sería más costosa.

La mayoría de los impulsores grandes darán muchos años de servicio, a pesar de la abrasión, si las áreas erosionadas se corrigen rellenando con metal. Por otro lado si se presentan problemas con impulsores rajados debido a problemas de fundición que no se percibieron al momento de maquinar, estos no se pueden reparar correctamente y es mejor reponerlos.

Una vez realizada la reparación el equilibrio del impulsor debe recheckarse. Para balancearlo a mano el impulsor se monta en un eje cuyos extremos se coincidan en dos filos de navaja a nivel si el impulsor esta des balanceado dará vuelta el eje y quedará en reposo su parte más pesada hacia abajo. Se debe quitar metal de esta porción de manera que el funcionamiento de la bomba no se altere.

7.3.3 MANTENIMIENTO DE ANILLOS DE DESGASTE

Los anillos de desgaste pueden ir colocados sobre el impulsor o sobre la carcaza, como se vio en el capítulo dos, los más usados son los primeros. Durante el montaje los anillos se pueden deformar por lo que es necesario verificar su alineamiento al terminar esta tarea (Referencia 1 y 11).

7.3.3.1 ESPACIO LIBRE

El espacio libre es la separación entre el anillo del impulsor y el anillo de la carcaza. Cuando esta separación es muy grande causa una recirculación interna lo que se traduce en una baja de eficiencia.

Las normas y tolerancias recomiendan un espacio libre como se muestra en la figura 7.2, para anillos de metales resistentes a las raspaduras que incluyen las siguientes combinaciones: bronce con bronce, hierro fundido con bronce, acero con bronce, y ambos de hierro fundido. Si los metales se raspan fácilmente (como los aceros al cromo) los valores dados deberán aumentarse en aproximadamente 0,05mm. (Ref. 1).

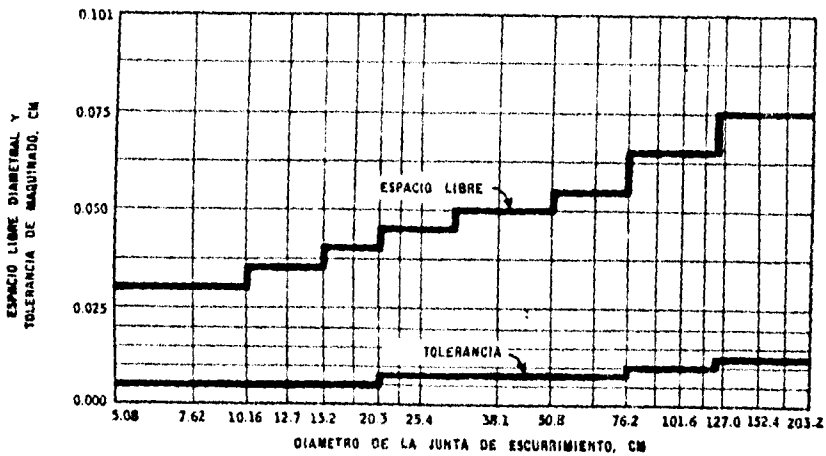


Fig 7.2

7.3.3.2 DESGASTE PERMISIBLE

Es difícil determinar el desgaste aceptable antes de que una bomba tenga que desarmarse para renovar la junta de desgaste.

Se deben renovar los anillos cuando el costo de la reparación se compense con el ahorro de energía. Así, con el uso continuo y alto costo de la energía, se justifica una renovación frecuente.

La regla general de que el aumento de espacio libre de un 100% en el juego de los anillos justifica la reposición de ellos puede usarse como guía.

7.3.3.3 RESTAURACIÓN DE ESPACIOS LIBRES CUANDO NO SE USAN ANILLOS

Para establecer los espacios libres entre el impulsor y la carcaza cuando no se utilizan anillos, el operador tiene tres opciones.

A) comprar partes nuevas

B) reconstruir la superficies gastadas con soldadura, metalizado a chorro u otro medio.

c) instalar uno o varios anillos de desgaste si es posible.

7.3.3.4 RESTAURACIÓN DE ESPACIOS LIBRES DE LAS BOMBAS CON ANILLOS SENCILLOS

Hay tres formas para restituir los espacios libres de una bomba con construcción de anillo de desgaste sencillo plano o de tipo "L" :

A) Obtener un anillo de cubierta nuevo con diámetro interno menor que el original, a su vez rectificar el cubo del impulsor rebajándolo al torno.

B) Reconstruir la superficie gastada del anillo soldándolo o metalizándolo de manera que se pueda abrir a tamaño reducido. Posteriormente rectificar el cubo del impulsor así como la parte reconstruida del anillo.

C) Rectificar la parte del anillo de desgaste a sobre medida y reconstruir el cubo del impulsor para dar el juego correcto con el anillo rectificado.

Los dos últimos métodos son difíciles y solo prácticos en bombas grandes y solo si se tienen facilidades para hacer el trabajo en el lugar. Generalmente la reconstrucción del cubo del impulsor con soldadura es también muy difícil y se prefiere la construcción de doble anillo, usualmente el primer método es el mejor.

7.3.3.5 RESTAURACIÓN DE LOS ESPACIOS LIBRES DE BOMBAS CON ANILLOS DOBLES.

Si la bomba tiene anillos dobles de tipo plano o de " L " los espacios libres pueden renovarse por uno de los siguientes métodos:

A) Obtener un anillo de impulsor de sobre medida y usar el anillo viejo de la cubierta y rectificado a tamaño mas grande.

B) Obtener un anillo de la cubierta rectificado a tamaño mas pequeño y usar el anillo viejo del impulsor rebajado.

C) Reponer ambos anillos

D) Reconstruir ya sea el anillo de la cubierta o del impulsor con soldadura o metalizándolo y rectificando ambas partes.

Los complicados anillos de laberinto generalmente no permiten la reconstrucción de las superficies gastadas ni rectificar partes. Por lo tanto se recomienda reponer ambos anillos de laberinto.

7.3.4 MANTENIMIENTO DE ESTOPEROS

El mantenimiento de los estoperos consiste principalmente en reponer las empaquetaduras. Aunque esto parece sencillo, deberá realizarse correctamente, o la operación de la bomba no será satisfactoria. Para reemplazar el estopero el procedimiento es el siguiente (Ref.1, 6, 11).

A) Nunca trate de agregar uno o dos anillos al empaque viejo. Esto es una falsa economía. Retire el empaque viejo completamente, limpie la caja y revise que el manguito este en buenas condiciones.

B) Asegúrese que la empaquetadura nueva es de tipo adecuada para el líquido es decir que resiste la presión y la temperatura de operación.

C) Inserte cada anillo de la empaquetadura por separado, empujándola derecho dentro de la caja y asentándola firmemente, usando anillos divididos de empuje para fijar la empaquetadura.

D) Cuando se usa una jaula de sello, asegúrese que se instale entre los dos anillos de empaque apropiados para que maneje correctamente el suministro de líquido obturador cuando el estopero esta totalmente empaquetado y ajustado.

E) Después de que se han insertado todos los anillos requeridos instale el prensa estopas y apriete firmemente las tuercas del mismo.

F) Después del primer apriete del prensaestopas retrocédanse las tuercas, arranque la bomba con el estopero flojo, de modo que halla un escurrimiento inicial excesivo. Posteriormente apriétese ligera y simultáneamente las tuercas del prensaestopas, a intervalos de 15 a 20 minutos de modo que el escurrimiento se reduzca lo normal después de varias horas.

No se pretende reducir el escurrimiento a un goteo mínimo, debe ser un flujo continuo capas de enfriar la empaquetadura. Ya que de lo contrario el calor quemaría la empaquetadura y dañaría el manguito.

La empaquetadura que se saca de un estopero, deberá examinarse con objeto de obtener información sobre la causa del desgaste del empaque de los cuales los siguientes son los más frecuentes:

A) Desgaste excesivo en los anillos más cercanos al prensa estopas, mientras que los del centro permanecen en buen estado, esto se debe a una presión excesiva en el ajuste o por no insertar los anillos uno a uno y empujándolo hasta su lugar antes de insertar el siguiente.

B) Lustrado de la circunferencia de los anillos es causado por el calor excesivo, lubricación insuficiente o material de empaque inadecuado

C) El desgaste en la circunferencia de los anillos ocurre cuando giran dentro de la caja del estopero.

D) El desgaste marcado en una porción de anillos en la circunferencia interior puede ser causada por cojinetes muy gastados o la operación excéntrica del rotor.

E) Si algunos anillos se cortan muy escasos , los anillos adyacentes se hincharan y se encajaran en el espacio libre.

7.3.5 MANTENIMIENTO DE FLECHAS

Generalmente la flecha de una bomba que usa manguito dura toda la vida de la bomba por lo que es raro reponer una flecha. Excepto en bombas pequeñas sin manguitos.

Durante la reparación de una bomba, la flecha deberá examinarse cuidadosamente para ver si hay señales de desgaste o irregularidades, especialmente en todos los ajustes importantes, como los calibres de los cubos del impulsor , debajo del manguito de la flecha y en los cojinetes.

La flecha puede dañarse por oxidación o picarse debido a escurrimiento bajo los impulsores o manguitos si la fundición es porosa en ese punto. La filtración corrosiva o el escurrimiento puede justificar el uso de material resistente a la corrosión como el bronce.

La torcedura de la flecha, esfuerzo térmico excesivo y corrosión puede aflojar la cuña entre el impulsor y la flecha provocando así el desgaste de estos elementos. Si no se corrige esta condición se puede provocar la falla.

Una flecha doblada o deformada que ha perdido su concentricidad no se puede reparar, por lo que siempre debe reponerse. Si solo presenta desgaste por fricción es posible repararla por metalización a chorro y retorneandola. Estas reparaciones no deben ejecutarse sin estar familiarizado con el material de la flecha y los métodos apropiados de metalización. Después de que se ha reparado la flecha, debe inspeccionarse si hay alguna deformación y luego volver a verificarla cuando ya se ha armado completamente el rotor, para asegurarse de que no sea deformado. Por apretar excesivamente las tuercas de la flecha.

7.3.6 MANTENIMIENTO DE MANGUITOS DE FLECHAS

Los manguitos de la flecha son generalmente la parte de la bomba que se desgasta más rápidamente y la que requiere más frecuentemente reponerse. Una vez que los manguitos se han gastado considerablemente, la empaquetadura ya no puede ajustarse para evitar escurrimiento excesivo, los manguitos gastados excesivamente, raspan y marcan cualquier empaquetadura nueva tan pronto como se coloca.

Los manguitos de flecha algunas veces se reparan con soldadura o metalizado a chorro y luego rectificándolas. Este procedimiento no se recomienda para bombas en servicio severo.

Los manguitos no tienen que reponerse cada vez que se instala empaquetadura nueva. Por otro lado, el grado de desgaste depende de la profundidad del acanalamiento. Algunas veces un ligero esmerilado de estos manguitos acanalados es posible para volver a usarlos si el servicio de la bomba no es muy severo. Los manguitos reparados deben tener una superficie buena, bien lisa y las partes restauradas no debe tener defectos ni deformaciones. Sin embargo como regla los manguitos no deben esmerilarse más de 0.625 a 0.75 mm en el espesor y se les debe de dar un acabado de 0.0004mm de tal forma que se pueda evitar el espacio libre excesivo, para no forzar la empaquetadura dentro de la bomba cuando se aprietan los prensaestopas.

7.3.7. MANTENIMIENTO DE LOS COJINETES

Cuando se aplican y lubrican adecuadamente los cojinetes resistentes a la fricción, tienen una larga vida y están libres de dificultades. Sin embargo, puede ocurrir una falla por lo siguiente (Referencia 1, 6 y 11).

- A) Uso de un tipo o tamaño indebido para una aplicación indeterminada.
- B) Montaje defectuoso debido a una mano de obra inexperta
- C) Poca lubricación o practica de la lubricación inadecuada
- D) Entrada de agua , mugre o arenisca , dentro del cojinete.

Cuando una bomba trabaja en condiciones diferentes para la que fue diseñada los cojinetes no resistirán.

El carril interior de los cojinetes no debe girar en la flecha, el carril exterior no debe girar en su caja y el balero deberá estar correctamente alineado. Los cojinetes generalmente están prensados o montados en caliente en la flecha. Si la flecha es de menor diámetro, el ajuste quedara muy flojo permitiendo la rotación del carril interior.

Por otra parte si el diámetro de la flecha es mayor puede causar una expansión del carril interior causando una holgura insuficiente entre las bolas o rodillos.

Muchas fallas de los cojinetes se pueden deber al uso de lubricantes impropios. Los requerimientos básicos para grasas y aceites adecuados son los siguientes:

Usar grasas y aceites minerales neutros de buena calidad, los lubricantes de aceites de origen animal o vegetal no deben usarse debido a posibles daños por descomposición o formación de ácido.

Una buena grasa para cojinetes debe tener las siguientes propiedades:

A) Estar libre de ingredientes química y mecánicamente activos como cal libre, oxido de fierro y sustancias minerales o solidas similares.

B) La menor tendencia posible de cambio de consistencia, ya sea espesamiento, separación de aceites, formación de ácido, endurecimiento o algo semejante.

C) Un punto de fusión considerablemente más alto que la temperatura de operación.

La selección de aceites lubricantes es simple. Son más uniformes en su características y, son resistentes a la oxidación, la formación de gomas y la evaporación.

Para mantener segura la lubricación, se usan cantidades más grandes de aceite, generalmente de viscosidad algo más alta para poder reducir las perdidas por evaporación o escurrimiento. Se debe tener cuidado para evitar que entre agua al balero. Si se mete agua a la caja las partes del cojinete seguramente se oxidaran y fallaran.

Por otro lado si mugre o arenisca entra al cojinete, naturalmente causarán daño. Como la grasa forma un buen sello contra el polvo y la mugre, generalmente se prefiere la lubricación con grasa si la bomba se va a instalar en un lugar polvoso. El daño mecánico a las bolas, rodillo o carriles, causa una pronta falla del cojinete. Por esta razón se deben seguir los procedimientos correctos de montaje y desmontaje.

7.3.7.1 PERIODO DE LUBRICACIÓN

El intervalo de tiempo para la lubricación con grasa, puede determinarse por la combinación del tamaño del balero y la velocidad de rotación. Un balero grande lubricado con grasa operando a alta velocidad, puede requerir grasa adicional cada dos meses o menos si se opera continuamente. En cambio para un balero pequeño a baja velocidad de rotación, podría necesitar relubricación solo una vez al año, lo mismo sucede para un cojinete que tiene poco servicio. Por otro lado una combinación mas normal de tamaño contra velocidad podría durar entre 4 ó 6 meses sin relubricarse.

Los cojinetes lubricados con aceite cuentan con medidores de aceite y el nivel apropiado debe reponerse si este indica una perdida. Por lo tanto se considera normal la reposición anual de aceite.

7.3.7.2 PROCEDIMIENTO DE RELUBRICACIÓN

Para relubricar los cojinetes lubricados con grasa, que tienen caja con tapones de drenaje, la práctica usual es quitar el tapón de drenaje y forzar grasa por el cojinete hasta que empieza a salir grasa nueva por la abertura del drenaje. Esto se realiza dejando que la máquina trabaje por lo menos 20 min, antes de volver a colocar el tapón de drenaje para que pueda escapar el exceso de lubricante de la caja (Referencia 1 y 6).

Si se desea limpiar los cojinetes sin sacarlos de la bomba, se puede seguir el siguiente método.

A) Limpie con un trapo la caja del balero y quítese la graseras y el tapón de drenaje.

B) Limpie las aberturas de grasa endurecida con un desarmador .

C) Inyecte algún solvente como tetracloruro de carbono, en la caja del cojinete mientras la bomba esta trabajando; al adelgazarse la grasa saldrá por la abertura del drenaje; agréguese solvente hasta que salga limpio.

D) Desaloje el solvente con un aceite ligero.

E) Agréguese grasa nueva repóngase el tapón de drenaje y la graseras.

La relubricación de los cojinetes lubricados con aceite es solo cosa de drenar el aceite viejo y agregar la cantidad apropiada de aceite limpio. Si el aceite viejo esta sucio se deberá limpiar el balero por algún método antes de agregar aceite nuevo.

7.5.7.3 MONTAJE Y DESMONTAJE DE LOS COJINETES ANTIFRICCIÓN.

Para montar el balero en la flecha existen dos métodos: apretarse en la flecha o montarse en caliente en ella. Los baleros que se van a montar en caliente se meten en un baño de aceite y se calientan a cerca de 95 °C, se deslizan a su lugar en la flecha, golpeándose con un tubo ligeramente el carril interior sobre la flecha si es necesario.

Si el balero se aprieta forzándolo en la flecha es conveniente usar una prensa de mandril (Fig. 7.3). La fuerza debe aplicarse al carril interior mediante un tubo, anillo o pequeñas calzas de igual espesor.

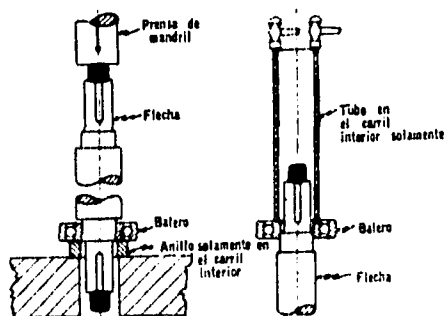


Fig. 7.3

Si no se dispone de una prensa de mandril el balero puede encajarse en la flecha martillando alternativamente en puntos opuestos a la circunferencia de una manga tubular sostenida contra el carril interior. Se debe tener cuidado para evitar que el balero se incline, y se deben usar calibradores de cintas para asegurarse que esta apretado firmemente contra el borde de la flecha.

Los baleros que se van a desmontar de una flecha generalmente deben sacarse a la fuerza, por que raras veces es posible sacarlos calentándolos.

Generalmente para desmontar el balero se usa una rondana seccionada para apoyar sobre el carril interior o contra un manguito de la flecha en el que se haya prensado el balero. Se aplica por la rondana partida una presión firme y continua, con una prensa de mandril o alguna forma de extractor de rueda Fig. 6.4. Las herramientas inapropiadas con frecuencia causan daños.

CAPITULO 8

CONCLUSIONES GENERALES.

Para comprender el funcionamiento de una bomba es necesario conocer bien las partes mecánicas que constituyen esta, lo cual servirá para una mejor operación y mantenimiento de la misma.

Se puede decir que una de las aportaciones más importantes de este trabajo fue presentar las partes constitutivas de la bomba y el funcionamiento de estas, ya que es un tema que se ve de manera muy superficial en los cursos de hidromecánica de la Facultad de Ingeniería donde solo se contempla el aspecto aplicativo.

Se observó que las bombas centrífugas presentan ciertas ventajas sobre las máquinas de desplazamiento positivo (proporcionan gastos constantes, ofrecen un amplio rango de presiones de 0.3 a 400 Kg /cm² , y son más económicas) por lo que están en una constante evolución en cuanto a diseño y perfeccionamiento, en un principio estas bombas solo proporcionaban cargas de 70 m. como máximo, pero en la actualidad son capaces de alcanzar cargas mayores de 3500 m.

Se concluye que la carga y el gasto de la bomba están en función de los siguientes aspectos: **Diseño del impulsor y velocidad angular.** En cuanto al diseño del impulsor estos se clasifican en radiales, mixtos y axiales. Los primeros manejan gastos de 0.4 a 160 l/s y cargas de 30 a 150 m. (en un solo paso), los mixtos bombean gastos de 16 a 7500 l/s y cargas de 5 a 35 m., Por último los axiales manejan gastos de hasta 1500 l/s y cargas de hasta 6 m.

Los motores eléctricos y los acoplamientos de motovariadores brindan un amplio rango de velocidades angulares que permite un funcionamiento óptimo de la bomba.

Es un aspecto muy importante la buena selección de un equipo de bombeo como se vió en el capítulo 4. La velocidad específica es un indicador que contribuye a la selección de bombas, la cual permite mediante el gasto y la carga requerida clasificar a la bomba en radial, mixto o axial.

Es imprescindible contar con las curvas características y de isoeficiencia para la selección de una bomba, en el capítulo 4 se obtuvieron las curvas características teóricas de un razonamiento analítico a partir de la ecuación de Euler, a su vez esta se deduce del principio fundamental de las turbomaquinas. Sin embargo estas curvas no se pueden emplear en la practica puesto que no representan el funcionamiento real de la bomba, solo se pueden emplear las curvas obtenidas de manera experimental. Por lo que es necesario fabricar un modelo, llevarlo al laboratorio, hacer pruebas y obtener así el funcionamiento real de este.

También se llegó a la conclusión de que las leyes de similitud es la teoría que hizo evolucionar notablemente a las turbomaquinas puesto que siempre es posible probar modelos o máquinas pequeñas en el laboratorio y a base de hacerles modificaciones se les puede optimizar el funcionamiento y luego tomándolas como base para diseñar el prototipo que puede ser una máquina de grandes dimensiones con gran probabilidad de que funcione de acuerdo a lo observado en el modelo.

Para cada servicio se tienen requerimientos específicos, como pueden ser; la carga, el gasto, la temperatura del líquido, la corrosión ,etc. por lo que es necesario un diseño específico para cada caso. Así por ejemplo no es lo mismo utilizar una bomba en abastecimiento de agua potable que en la industria química, ya que en la segunda la bomba esta expuesta a corrosión y erosión por lo que es necesario utilizar materiales especiales.

Se observó que cuando se instalan varias bombas juntas pueden operarse en serie o en paralelo, en cualquier caso las características individuales de las bombas deben corresponderse unas con otras a fin de obtener la mejor eficiencia total, es ventajoso instalar bombas idénticas, puesto que en este caso el equilibrio es mejor desde el punto de vista hidráulico. Además, desde un punto de vista práctico el costo de almacenar refacciones será menor; al ser intercambiables los diversos componentes se facilitan las reparaciones.

Cuando dos bombas idénticas se instalan en serie la descarga total de las dos bombas es la misma que la descarga de una sola bomba, pero se duplica la presión de salida, en este tipo de arreglo se concluyó que no es conveniente conectar más de tres bombas en serie, pues la presión ejercida en la carcasa de una cuarta bomba es muy alta y no resistiría a menos que tenga una construcción especial, se puede considerar que una bomba de varios pasos es un sistema en serie dentro de una misma carcasa.

Se concluyó que es conveniente usar un sistema en paralelo cuando se presentan los siguientes aspectos..

- El gasto que se requiere bombear no se puede satisfacer con una sola bomba.
- El gasto requerido varía durante el servicio, y se pretende trabajar con una eficiencia alta.
- Por confiabilidad, si alguna bomba falla no es necesario interrumpir el servicio.
- Dar mantenimiento a las bombas sin interrumpir el servicio.

Se observó que durante la operación de una bomba, es importante no pasar desapercibidos los problemas que se presentan, ya que pueden afectar el buen funcionamiento de la bomba e incluso pararla. Por ello en el capítulo 6 se presentó una tabla que relaciona los problemas y sus causas.

Se concluye que los problemas más importantes son los siguientes:

Se vió que antes de iniciar la operación de una bomba centrífuga, se debe primeramente cebar en caso de ser necesario (cuando existe aire dentro de la bomba). Cebiar significa llenar la bomba con el líquido bombeado de manera que el impulsor pueda crear succión. Generalmente la instalación cuenta con dispositivos que no permiten que la bomba se vacíe cuando no esta en funcionamiento.

Se concluyó que otro problema de gran importancia es la cavitación la cual genera vibraciones y puede provocar fracturas en el material del impulsor y la carcasa. Este problema se soluciona controlando las condiciones de succión.

También es importante mencionar que cuando una bomba opera con gastos alejados al gasto de diseño se reduce considerablemente la eficiencia por vibración y desbalanceo de la bomba.

Fue de suma importancia adentrarse al mantenimiento de las bombas centrífugas ya que permite optimizar el funcionamiento de la máquina. Llegando a la conclusión de que la práctica de esta tarea contribuye a un ahorro económico sustancial. Así mismo se observó en el último capítulo que existen dos clases de mantenimiento; **Preventivo y Correctivo**, el objetivo del primero es prevenir las averías por medio de ajustes, reposiciones y reparaciones menores en periodos especificados. El mantenimiento correctivo tiene lugar cuando la bomba ya no es capaz de funcionar satisfactoriamente, entonces se debe proceder a una reconstrucción. Por lo anterior es importante distinguir que para una buena operación el mantenimiento preventivo es fundamental ya que evita las descomposturas y paros mayores de la unidad. De hecho si se practica un buen mantenimiento preventivo difícilmente será necesario el mantenimiento correctivo.

Por último se puede afirmar que este trabajo representa el compendio de los temas relacionados con las bombas centrífugas, orientados a la aplicación de las bombas hasta temas más específicos como el mantenimiento. Se espera que este trabajo sea una aportación valiosa para los estudiantes del área de hidráulica particularmente del curso de hidromecánica.

REFERENCIAS

1. **KARASSIK I. y CARTER R.**, Bombas Centrifugas, Mc Graw Hill, México 1972.
2. **MATAIX C.**, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Harla. México 1982.
3. **VIEJO M.**, Bombas: Teoría , Diseño y Aplicaciones., Limusa, México 1981.
4. **RINCON R.**, Apuntes de Turbomáquinas Hidráulicas y Elementos de Aprovechamientos Hidráulicos, Fac. Ing. UNAM, México.
5. **POLO M .**, Turbomáquinas Hidráulicas, Limusa, México 1988.
6. **JIMENEZ DE CISNEROS L.**, Manual de Bombas, Blume, Barcelona España 1977.
7. **DE PARRES José**, Máquinas Hidráulicas, Editorial Bolívar, México 1948.
8. **LANA SARRATE y K. ALBRECHT.**, Hidráulica de Bombas, Labor, México DF 1960
9. **REYES AGUIRRE M.**, Curso de Maquinas Hidráulicas, Fac. de Ing., UNAM, México 1965
10. **SOLORIO MURILLO R.**, Revisión de las prácticas turbina pelton y bomba de flujo mixto del laboratorio de hidráulica, Tesis profesional, Fac. de Ing. , UNAM, México 1989.
11. **WORTHINGTON DE MEXICO.**, Manual de Bombas, Monterrey N.L. México 1994.
12. **HICKS**, Bombas su selección y aplicacion, Continental, Mexico DF 1980
13. **SENTINEL DE MEXICO**, Manual de Bombas, México DF 1994.
14. **KENNETH M.**, Bombas Selección Uso y Mantenimiento, Mc Graw Hill, México 1989.