DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS

Pedro Fernández Díez

http://www.termica.webhop.info/

I.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

I.1.- INTRODUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

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

Los elementos de que consta una instalación son:

a) Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.

b) El impulsor o rodete, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba.

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), acelerándose y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

c) *La voluta* es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba.

La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.

En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una *corona directriz de álabes* que guía el líquido antes de introducirlo en la voluta.

d) Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.



Fig I.1.- Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

Estos son, en general, los componentes de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes. La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

I.2.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES, ALTURAS Y PAR MOTOR A CONSIDERAR EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

El órgano principal de una bomba centrífuga es el rodete que, en la Fig I.2, se puede ver con los álabes dispuestos según una sección perpendicular al eje de la bomba; el líquido llega a la entrada del rodete en dirección normal al plano de la figura, (dirección axial), y cambia a dirección radial recorriendo el espacio o canal delimitado entre los álabes.

El líquido queda sometido a una *velocidad relativa* \vec{w} a su paso por el espacio entre álabes entre la entrada y la salida, y a una *velocidad de arrastre* \vec{u} debida a la rotación del rodete alrededor del eje. La suma vectorial de estas velocidades proporciona la velocidad absoluta \vec{c} .



Fig I.2.- Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga

Si llamamos $\vec{w_1}$ a la velocidad relativa del líquido a la entrada en la cámara delimitada por un par de álabes, $\vec{u_1}$ a la velocidad tangencial, y $\vec{c_1}$ a la velocidad absoluta, se obtiene el triángulo de velocidades a la entrada.

 $\begin{array}{c} \text{Velocidad relativa, } \vec{w}_1 \\ \text{Velocidad tangencial, } \vec{u}_1 \\ \text{Velocidad absoluta, } \vec{c}_1 \end{array} \end{array} \right\} \hspace{0.5cm} \Rightarrow \hspace{0.5cm} \left\{ \begin{array}{c} \alpha_1 \, \text{es el ángulo formado por } \vec{c}_1 \, y \, \vec{u}_1 \\ \beta_1 \, \text{es el ángulo formado por } \vec{w}_1 \, y \, \vec{u}_1 \end{array} \right.$

A la salida del rodete se tiene otro triángulo de velocidades determinado por las siguientes velocidades y ángulos:

 $\begin{array}{c} \text{Velocidad relativa, } \vec{w}_2 \\ \text{Velocidad tangencial, } \vec{u}_2 \\ \text{Velocidad absoluta, } \vec{c}_2 \end{array} \end{array} \right\} \hspace{0.5cm} \Rightarrow \hspace{0.5cm} \left\{ \begin{array}{c} \alpha_2 \text{ es el ángulo formado por } \vec{c}_2 \text{ y } \vec{u}_2 \\ \beta_2 \text{ es el ángulo formado por } \vec{w}_2 \text{ y } \vec{u}_2 \end{array} \right.$

Si se designa por H el desnivel o altura geométrica existente entre los niveles mínimo y máximo del líquido, por H_a la altura o nivel de aspiración, (altura existente entre el eje de la bomba y el nivel inferior del líquido), y por H_i la altura de impulsión, (altura existente entre el eje del rodete y el nivel superior del líquido), se tiene que:

$$H = H_a + H_i$$

Para el caso del agua, *la altura teórica de aspiración* para un nº infinito de álabes (teoría unidimensional), trabajando la bomba en condiciones ideales, sería la equivalente a la columna de agua correspondiente a la presión a que se encontrase el nivel inferior; si éste está sometido únicamente a la presión atmosférica, la altura teórica de aspiración sería de 10,33 metros; sin embargo, esta altura es siempre menor, pues hay que tener en cuenta:

- Las pérdidas de carga en la tubería
- El rozamiento a la entrada del rodete
- La temperatura del líquido a elevar
- El fenómeno de la cavitación

por lo que el límite máximo para la altura de aspiración se puede fijar entre 5 y 7 metros.



Fig I.3.- Alturas a considerar en una instalación con bomba centrífuga

El Bernoulli de impulsión es: $\frac{c_s^2}{2 g} + \frac{p_s}{\gamma} + z_s$ El Bernoulli de aspiración es: $\frac{c_E^2}{2 g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E$

Las alturas a considerar, aparte de la geométrica ya definida, son:

 $H_t = Altura total creada por la bomba$ $H_m = Altura manométrica de la bomba$

Las pérdidas de carga que pueden aparecer en la instalación, (bomba y tuberías), son:

- $\Delta_i = P \acute{e} r di das \ de \ carga \ internas \ de \ la \ bomba = \Delta_{roz} + \Delta_{choque} =$
- $= P\acute{e}rdidas \ en \ el \ rodete \ (h_r) + P\acute{e}rdidas \ en \ la \ directriz \ (si \ la \ tiene) \ (h_{cd} + P\acute{e}rdidas \ en \ la \ voluta \ (h_v)$

 $\Delta_e = P \acute{e} r di das de carga en las tuberías de aspiración e impulsión$

por lo que:

$$H_{t} = \Delta_{i} + \Delta_{e} + H \implies \begin{cases} H_{m} = H + \Delta_{e} \text{ (Tubería)} \\ H_{m} = H_{t} - \Delta_{i} \text{ (Bomba)} \end{cases}$$

El rendimiento manométrico se define en la forma: $\eta_{man} = \frac{H_m}{H_t}$

La altura manométrica creada por la bomba tiene por expresión:

$$\mathbf{H}_{\mathrm{man}} = \left(\frac{\mathbf{c}_{\mathrm{S}}^{2}}{2\,\mathrm{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{S}}}{\gamma} + \mathbf{z}_{\mathrm{S}}\right) - \left(\frac{\mathbf{c}_{\mathrm{E}}^{2}}{2\,\mathrm{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{E}}}{\gamma} + \mathbf{z}_{\mathrm{E}}\right) = \mathbf{H}_{\mathrm{t}} \eta_{\mathrm{man}} = \mathbf{H}_{\mathrm{t}} - \Delta \mathtt{i} \quad ; \quad \eta_{\mathrm{man}} = 1 - \frac{\Delta \mathtt{i}}{\mathbf{H}_{\mathrm{t}}}$$

es decir, la diferencia del Bernoulli entre las bridas de impulsión y de aspiración.

La altura manométrica de la bomba se puede poner también en función de los puntos 1 y 2, de entrada y salida del impulsor, en la forma:

$$H_{man} = \left(\frac{c_{s}^{2}}{2 g} + \frac{p_{s}}{\gamma} + z_{s}\right) - \left(\frac{c_{E}^{2}}{2 g} + \frac{p_{E}}{\gamma} + z_{E}\right) = \begin{vmatrix} \frac{c_{E}^{2}}{2 g} + \frac{p_{E}}{\gamma} + z_{E} = \frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \frac{p_{1}}{\gamma} + r_{1} + P\acute{e}rd_{E1} \\ \frac{c_{2}^{2}}{2 g} + \frac{p_{2}}{\gamma} + r_{2} = \frac{c_{s}^{2}}{2 g} + \frac{p_{s}}{\gamma} + z_{s} + P\acute{e}rd_{2s} \end{vmatrix} = \left(\frac{c_{2}^{2}}{2 g} + \frac{p_{2}}{\gamma} + r_{2} - P\acute{e}rd_{2s}\right) - \left(\frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \frac{p_{1}}{\gamma} + r_{1} + P\acute{e}rd_{E1}\right) =$$

$$= \left(\frac{c_{2}^{2}}{2 g} + \frac{p_{2}}{\gamma} + r_{2}\right) - \left(\frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \frac{p_{1}}{\gamma} + r_{1}\right) - \left(\text{Pérd}_{2s} + \text{Pérd}_{E1}\right) = H_{t} - \Delta i$$

$$\left(\frac{c_{2}^{2}}{2 g} + \frac{p_{2}}{\gamma} + r_{2}\right) - \left(\frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \frac{p_{1}}{\gamma} + r_{1}\right) = H_{t} - \left(\Delta i - \text{Pérd}_{2s} - \text{Pérd}_{E1}\right) =$$

$$= H_{t} - \left\{\Delta i - \left(h_{vol} + h_{cor}, directriz\right) - 0\right\} = H_{t} - h_{r}$$

siendo las pérdidas (E1) en la tubería de aspiración despreciables frente a las totales de la bomba, mientras que h_r son las pérdidas en el rodete, igual a las pérdidas totales, menos las pérdidas (2S) en la voluta y corona directriz.

Altura dinámica creada en el rodete: $H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 g}$ Para: $\begin{cases} c_{1m} = c_{2m} \\ condición de rendimiento máximo: c_{1n} = 0 \end{cases} \Rightarrow \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 g} = \frac{(c_{2m}^2 + c_{2n}^2) - (c_{1m}^2 + c_{1n}^2)}{2 g} = \frac{c_{2n}^2}{2 g}$

Para:
$$c_{1m} = c_{2m} \Rightarrow \begin{cases} c_{1m} = \frac{q_1}{\Omega_1} = \frac{q_1}{\pi r_1^2} \\ c_{2m} = \frac{q_1}{k_2 \Omega_2} = \frac{q_1}{2 \pi r_2 b_2 k_2} \end{cases} \Rightarrow r_1 = \sqrt{2 r_2 b_2 k_2}$$

Altura de presión creada en el rodete: $H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$

Si se supone que las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro ($c_s = c_E$) y que las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, se tiene:

$$H_{m} = \frac{p_{s} - p_{E}}{\gamma} = \frac{H_{p(rodete)} + H_{p(cor.dir.)} + H_{p(voluta)}}{\gamma} = \frac{p_{2} - p_{1}}{\gamma} + \frac{H_{p(cor.directriz)} + H_{p(voluta)}}{\gamma}$$

PAR MOTOR.- Aplicando el Segundo Teorema de Euler, que dice que el incremento del momento de la cantidad de movimiento del líquido contenido entre los álabes, con relación al eje de giro O, tiene que ser igual al momento con relación a dicho eje O, de las fuerzas ejercidas por los álabes sobre el líquido, se tiene sin y con pérdidas mecánicas:

$$C = G(c_{2n} r_2 - c_{1n} r_1) = \frac{\gamma q_1}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$$
$$C = \frac{G(c_{2n} r_2 - c_{1n} r_1)}{\eta_{mec}} = \frac{\frac{\gamma q_1}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)}{\eta_{mec}}$$

I.3.- ECUACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Si N es la potencia aplicada por el motor al eje de la bomba, se puede poner en función del par motor C y de la velocidad angular \breve{w} de la bomba, en la forma:

$$N = C w = \frac{\gamma q_1}{g} w (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) = \frac{\gamma q_1}{g} \{c_2(w r_2) \cos \alpha_2 - c_1(w r_1) \cos \alpha_1\} = \\ = \begin{vmatrix} u_1 = r_1 w \\ u_2 = r_2 w \end{vmatrix} = \frac{\gamma q_1}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) = \frac{\gamma q_1}{g} (c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1) = \frac{\gamma q_1 H_t}{\eta_{\text{mec}}}$$

Despejando Ht se obtiene la ecuación general de las bombas centrífugas:

$$H_{t} = \frac{c_{2}u_{2}\cos\alpha_{2} - c_{1}u_{1}\cos\alpha_{1}}{g} = \frac{c_{2n}u_{2} - c_{1n}u_{1}}{g}$$
$$H_{m} = H_{t}\eta_{man} = \frac{c_{2}u_{2}\cos\alpha_{2} - c_{1}u_{1}\cos\alpha_{1}}{g}\eta_{man}$$

en las que se ha considerado η_{mec} = 1

Se observa que para un rodete dado y una velocidad angular de rotación *w* dada, la altura de elevación conseguida por la bomba es independiente del líquido bombeado, es decir, una bomba con un determinado rodete y girando a una velocidad de rotación prefijada conseguiría igual elevación tanto bombeando mercurio como agua, aunque en el caso del mercurio la presión en la brida de impulsión sería 13,6 veces superior a la que se tendría con el agua. Si se tiene en cuenta que de las dos columnas de igual altura de líquido pesa más la correspondiente al más denso, la presión a la salida de la bomba (brida de impulsión) será mayor, por lo que el elevar una misma cantidad de líquido a una misma altura exigirá un mayor consumo de energía cuanto más pesado sea éste. Por lo tanto, una variación de la densidad del líquido a bombear influye y modifica la presión en la brida de impulsión, así como la potencia a aplicar a la bomba.



Fig I.4.- Triángulo de velocidades a la salida

SALTO TOTAL MÁXIMO.- Para hallar la condición de salto total máximo es necesario que:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = 0 \implies \cos \alpha_1 = 0 ; \quad \alpha_1 = 90^\circ \implies \vec{u}_1 \perp \vec{c}_1 \implies \begin{cases} c_{1m} = c_1 \\ c_{1n} = 0 \end{cases}$$

quedando la ecuación general, teniendo en cuenta el triángulo de velocidades a la salida del rodete, Fig I.4, en la forma:

$$H_{t(máx)} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{c_{2n} u_2}{g} = = \left| c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = u_2 - c_{2m} \cot \beta_2 = \left\{ c_{2m} = \frac{q}{k_2 \Omega_2} \right\} = u_2 - \frac{q}{k_2 \Omega_2} \cot \beta_2 \right| = = \frac{u_2 (u_2 - c_{2m} \cot \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m} \frac{u_2}{g} \cot \beta_2 = \frac{u_2^2}{g} - \left(\frac{u_2}{g k_2 \Omega_2} \cot \beta_2\right) q = A - Bq$$

siendo:

 Ω_2 la sección media de salida del rodete y c_{2m} la velocidad meridiana a la salida del mismo

 k_2 una constante que depende del espesor del álabe a la salida

El rendimiento volumétrico = 1

Esta ecuación permite trazar la curva característica de la bomba centrífuga ideal, es decir, la gráfica de la función de la altura creada por la bomba según el caudal, para cada número de revoluciones del rodete, que es una recta Fig I.5. A su vez, como la velocidad tangencial $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = Cte$, por serlo el número n de revoluciones por minuto y ser además la sección media de salida del rodete $\Omega_2 = Cte$, y $\beta_2 = Cte$ y $k_2 = Cte$, (datos constructivos), se puede considerar que:

$$A = \frac{u_2^2}{g} ; B = \frac{u_2}{k_2 g \Omega_2} \operatorname{cotg} \beta_2$$

son dos constantes que dependen de los parámetros antes citados.

La ecuación $H_t = f(q) = A - B q$ es una recta de la que únicamente se conoce su ordenada en el origen A, ya que su coeficiente angular B depende del ángulo β_2 .

- a) Para $\beta_2 > 90^\circ$, $B < 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es positivo
- *b)* Para $\beta_2 = 90^\circ$, $B = 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es cero, recta paralela al eje q
- *c)* Para $\beta_2 < 90^\circ$, $B > 0 \Rightarrow$ que el coeficiente angular de la ecuación $H_t = f(q)$ es negativo.



Fig I.6.- Triángulo de velocidades a la entrada con $\alpha_1=90^\circ$ y desprendimientos de la corriente líquida a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal



Fig I.7.- Modificación del triángulo de velocidades a la salida al variar el flujo a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

En las bombas centrífugas destinadas a crear alturas de presión se tiene $\beta_2 < 90^\circ$, de forma que una parte de la altura de presión se crea en el rodete y otra parte se origina en la voluta por transformación de parte de la energía dinámica creada en el rodete; sin embargo existen bombas centrífugas con $\beta_2 \ge 90^\circ$, en las que se dota al líquido de una cierta velocidad, sin que en la voluta exista apenas transformación de energía dinámica en energía de presión.

I.4.- CURVAS CARACTERÍSTICAS

La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma $H_m = f(q)$ que relaciona el caudal con la altura manométrica, Fig I.8.

La relación entre la altura manométrica y la total es:

 $\texttt{H}_{\texttt{m}} = \texttt{H}_{\texttt{t}} \textbf{-} \Delta \texttt{i} = \texttt{A} \textbf{-} \texttt{B} \texttt{q} \textbf{-} \Delta \texttt{i}$

por lo que si a la altura total, para cada caudal q, se la resta las pérdidas de carga interiores Δ_i se obtienen las alturas manométricas relativas a cada uno de los caudales q.

Las *pérdidas de carga internas de la bomba* Δ_i son de dos tipos:

a) Las debidas al *rozamiento del líquido*, que son proporcionales al caudal circulante q:

$$\Delta_{\rm roz} = k q^2$$

en donde k es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes y de la voluta, etc.

b) Las debidas a las *componentes de choque* que se producen cuando el caudal que circula q es diferente del caudal de diseño q_t de la forma, Fig I.8:

$$\Delta_{\text{choque}} = \mathbf{k}^* \; (\mathbf{q} - \mathbf{q}_{t})^2$$

Se observa que para $(q = q_t)$ son nulas, siendo k^* una constante que depende de las dimensiones del rodete, voluta, etc.

En consecuencia las pérdidas de carga internas de la bomba son:

$$\Delta i = \Delta_{\text{roz}} + \Delta_{\text{choque}} = k q^2 + k^* (q - q_t)^2 = h_{\text{rodete}} + h_{\text{corona}} + h_{\text{voluta}} = h_r + h_{cd} + h_v$$

Las pérdidas Δi tienen un valor mínimo para un caudal q_r distinto del q_t en la forma:

$$\frac{\mathrm{d}\Delta i}{\mathrm{d}q})_{q=q_r} = 2 k q_r + 2 k^* (q_r - q_t) = 0 \quad ; \quad q_r = \frac{k^*}{k + k^*} q_t \implies q_r < q_t$$

que es menor que el caudal de diseño q_{t}

Si se representan las pérdidas de carga internas de la bomba Δi en función de los caudales q, se observa que el punto B, Fig I.8, se corresponde con el caudal nominal o de diseño q_t mientras que el punto C representa el mínimo de pérdidas de carga internas Δi al que corresponde un caudal q_r .

De todo lo visto, la ecuación de la curva característica es:

 $H_m = A - Bq - \Delta i = A - Bq - kq^2 - k^* (q - q_t)^2 = A - Bq - Cq^2$

y, por lo tanto, su representación gráfica se obtiene restando de la altura total Ht las pérdidas inter-

nas para cada caudal q. Hay que tener presente que para (q = 0) las pérdidas de carga internas Δi no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada (caudal nulo) los álabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.



Fig I.9.- Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y pérdidas correspondientes

El rendimiento manométrico se puede definir, en función de la ecuación de la curva característica, en la forma:

$$\eta_{man} = \frac{H_m}{H_t} = \frac{A - Bq - Cq^2}{A - Bq} = 1 - \frac{Cq^2}{A - Bq}$$

Para pasar de un n° de r.p.m. n a otro n^* , la relación existente entre los parámetros de las curvas características es:

$$\frac{n^2}{n^{*2}} = \frac{A}{A^*} = \frac{B^2}{B^{*2}} ; \frac{C}{C^*} = 1$$

I.5.- POTENCIAS Y RENDIMIENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Llamaremos: N a la potencia aplicada al eje de la bomba

 $N_h a \ la \ potencia \ cedida \ al \ líquido$ $N_u \ a \ la \ potencia \ útil \ o \ disponible \ en \ la \ bomba$ $\eta \ al \ rendimiento \ global, \ \eta_{vol} \ al \ rendimiento \ volumétrico \ y \ \eta_{mec} \ al \ rendimiento \ mecánico \ \eta_{mec}$ $\eta_{hid} = \eta_{vol} \ \eta_{man} \ al \ rendimiento \ hidráulico$ La relación entre estas potencias y rendimientos se expresa mediante el siguiente esquema:

Se puede considerar que las pérdidas de caudal q^* en los intersticios de la bomba a través de los diversos órganos de cierre, hacen que el caudal impulsado q sea menor que el aspirado q_1 , es decir:

$$q_1 = q + q^*$$

lo cual implica la aparición de un rendimiento volumétrico de la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{q_1 - q^*}{q_1} = \frac{q}{q_1}$$
; $q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}}$

El caudal aspirado se corresponde con la carga total $H_t \Rightarrow$ que la potencia hidráulica N_h cedida al líquido es:

$$N_{h} = \gamma q_{1}H_{t} = \left| q_{1} = \frac{q}{\eta_{vol}} \right|; \frac{H_{m}}{H_{t}} = \eta_{man} \left| = \gamma \frac{q}{\eta_{vol}} \frac{H_{m}}{\eta_{man}} = \frac{\gamma q H_{m}}{\eta_{hidr}} = \frac{N_{u}}{\eta_{hidr}}$$

Si las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro y las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, en estas condiciones, la potencia útil y la potencia hidráulica necesarias para impulsar el caudal q son:

$$N_{u} = \gamma q H_{m} = |\Delta p = \gamma H_{m}| = q \Delta p = q (p_{s} - p_{E})$$

$$\mathsf{N}_{\mathrm{h}} = \frac{\mathrm{q} \left(\mathsf{p}_{\mathrm{S}} - \mathsf{p}_{\mathrm{E}} \right)}{\eta_{\mathrm{h}}}$$

siendo $\frac{\Delta p}{\gamma}$ la altura de presión creada en la bomba entre las bridas de entrada y salida.

La potencia N aplicada al eje de la bomba para impulsar el caudal q a la altura H_{man} es:

$$N = \frac{N_{h}}{\eta_{mec}} = \frac{\gamma q_{1}H_{t}}{\eta_{mec}} = \frac{\gamma q H_{m}}{\eta_{mec} \eta_{man} \eta_{vol}} = \frac{\gamma q H_{m}}{\eta} = \frac{\gamma q (H + \Delta e)}{\eta} = \frac{\gamma q_{1}}{g} (c_{2n} u_{2} - c_{1n} u_{1})$$

Las pérdidas de carga Ae en las tuberías de aspiración e impulsión son:

$$\Delta \mathbf{e} = \frac{\lambda}{D} \left[\frac{\mathbf{u}_{\mathrm{F}}^2}{2 \mathrm{g}} \mathrm{L}^* \, \gamma = \frac{8 \lambda \mathrm{L}^* \gamma}{\pi^2 \mathrm{g} \mathrm{D}^5} \mathrm{q}^2 = \left| \mathrm{k} = \frac{8 \lambda \mathrm{L}^* \gamma}{\pi^2 \mathrm{g} \mathrm{D}^5} \right| = \mathrm{k} \mathrm{q}^2$$

siendo: k una constante que depende del coeficiente de rozamiento λ , del diámetro de la tubería D, de la longitud equivalente de las tuberías de aspiración e impulsión L^{*}, en la que se han incluido las pérdidas de carga accidentales.

El valor de Δe para el agua, en función de γ es: $\begin{cases} \gamma = 1 \ ; \ \Delta e \ en \ (m) \\ \gamma = 1000 \ (kg/m^3) \ ; \ \Delta e \ en \ (kg/m^2) \end{cases}$

Para otros fluidos se hará en la misma forma, p.e. para el mercurio, $\gamma = 13,6$ ó 13600 kg/m^3 , etc.

El rendimiento global de la bomba es: $\eta = \frac{N_u}{N} = \eta_{mec} \eta_{man} \eta_{vol}$ BC.I.-10 **POTENCIA HIDRÁULICA TOTAL CEDIDA AL LÍQUIDO BOMBEADO.-** La potencia hidráulica total cedida al líquido por la bomba, tiene por expresión:

$$N_{h} = \frac{\gamma q H_{t}}{\eta_{vol}} = \frac{\gamma q (A - B q)}{\eta_{vol}} = \left| A_{1} = \frac{\gamma A}{\eta_{vol}} ; B_{1} = \frac{\gamma B}{\eta_{vol}} \right| = A_{1} q - B_{1} q^{2}$$

que es la ecuación de una parábola.

Análogamente al análisis realizado para la altura total H_t en el estudio de la potencia hidráulica N_h cedida al líquido se pueden considerar tres casos según los distintos valores que tome el ángulo β_2 a la salida del rodete; la parábola, $N_h = \phi(q)$, pasa por el origen para cualquier valor de β_2 ; la tangente en un punto cualquiera de N_h es:

$$\frac{\mathrm{dN}_{\mathrm{h}}}{\mathrm{dq}} = \mathrm{A}_{1} - 2 \mathrm{B}_{1} \mathrm{q}$$

y como en el origen (q=0), resulta que $A_1 > 0$, lo que demuestra que la parábola es creciente en el origen, siendo la inclinación de su tangente en dicho punto igual a A_1 , Fig I.10.

Para: $\beta_2 > 90^\circ \Rightarrow \cot \beta_2 < 0 \Rightarrow B_1 < 0$, y la parábola presenta la convexidad hacia abajo:

 $N_h = A_1 q - B_1 q^2$

Para: $\beta_2 = 90^\circ \implies \text{cotg } \beta_2 = 0 \implies B_1 = 0$, por lo que la función, $N_h = \phi(q)$, se reduce a una recta: $N_h = A_1 q$

Para: $\beta_2 < 90^\circ \implies \text{cotg } \beta_2 > 0 \Rightarrow B_1 > 0$, por lo que la parábola presenta la convexidad hacia arriba: N_h = A₁ q - B₁ q²

que corta al eje de abscisas para $\begin{cases} q = 0 \\ q = q_b = \frac{A_1}{B_1} \text{, y es un valor doble del } (q_a = \frac{A_1}{2 B_1}) \text{, correspondiente al máximo de } N_h. \end{cases}$



Fig I.10.- Curvas características ideales de potencia hidráulica

Analizando la curva, $N_h = \varphi(q)$, Fig I.10, y por lo que al punto *b* se refiere, parece a primera vista como si el caudal q_b se pudiese elevar con una cesión de potencia hidráulica nula, según se deduce de la propia posición del punto *b*, pero hay que tener en cuenta que para dicho caudal q_b la altura total H_t creada por la bomba es:



Fig I.11.- Curvas características ideales de potencia

$$H_{t} = A - Bq = A - B\frac{A_{1}}{B_{1}} = A - B\frac{\frac{\gamma}{\eta_{vol}}A}{\frac{\gamma}{\eta_{vol}}B} = A - B\frac{A}{B} = 0$$

es decir, en el punto *b* la altura total es nula y al llegar el caudal al valor (q = q_b) no habrá elevación de caudal. Comparando los tres casos se observa que para una misma potencia hidráulica N_h impulsarán mayores caudales aquellas bombas cuyos ángulos de los álabes a la salida del rodete sean ($\beta_2 < 90^\circ$) Fig I.11.

II.- BOMBAS CENTRÍFUGAS SEMEJANZA Y CLASIFICACIÓN

II.1.- RELACIONES DE SEMEJANZA GEOMÉTRICA

Si llamamos n, q, N y C al número de revoluciones por minuto, al caudal, a la potencia y al par motor de una bomba *prototipo*, y n', q', N' y C', las correspondientes características de su *modelo*, para una relación de semejanza geométrica $\lambda = \frac{D}{D'}$, las ecuaciones generales de semejanza de las bombas son:

a) Para el nº de rpm y la altura manométrica:

Prototipo: $u = \xi \sqrt{2 g H_m} = \frac{\pi D_2 n}{60}$ Modelo: $u' = \xi \sqrt{2 g H_{m'}} = \frac{\pi D_2 n}{60}$ $\Rightarrow \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = \frac{D_2 n}{D_{2'} n'}; \frac{n}{n'} = \frac{D_{2'}}{D_2} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = \lambda^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}}$

b) Para los caudales y la altura manométrica:

Prototipo: $\mathbf{q} = \mathbf{k}_2 \ \Omega_2 \ \mathbf{c}_{2m} = \mathbf{k}_2 \ \Omega_2 \ \mathbf{k}_{2m} \sqrt{2 \ \mathbf{g} \ \mathbf{H}_m}$ Modelo: $\mathbf{q}' = \mathbf{k}_2 \ \Omega_2' \ \mathbf{c}_{2m'} = \mathbf{k}_2 \ \Omega_2' \ \mathbf{k}_{2m} \sqrt{2 \ \mathbf{g} \ \mathbf{H}_{m'}}$ $\right\} \Rightarrow \frac{\mathbf{q}}{\mathbf{q}'} = \frac{\Omega_2}{\Omega_2'} \sqrt{\frac{\mathbf{H}_m}{\mathbf{H}_{m'}}} = \lambda^2 \sqrt{\frac{\mathbf{H}_m}{\mathbf{H}_{m'}}}$

c) Para las potencias y la altura manométrica:

Prototipo: $N = \frac{\gamma q H_m}{\eta}$ Modelo: $N' = \frac{\gamma q' H_{m'}}{\eta}$ $\Rightarrow \frac{N}{N'} = \frac{q}{q'} \frac{H_m}{H_{m'}} = \lambda^2 \frac{H_m}{H_{m'}} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = \lambda^2 (\frac{H_m}{H_{m'}})^{3/2}$

d) Para el par motor y la altura manométrica:

Prototipo: $N = C w = C \frac{\pi n}{30}$ Modelo: $N' = C' w' = C' \frac{\pi n'}{30}$ $\Rightarrow \frac{C}{C'} = \frac{N}{N'} \frac{n'}{n} = \lambda^2 \left(\frac{H_m}{H_{m'}}\right)^{3/2} \lambda \sqrt{\frac{H_{m'}}{H_m}} = \lambda^3 \frac{H_m}{H_{m'}}$

Si se considera a una bomba como semejante a sí misma (λ =1) se tiene:

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \quad \frac{q}{q'} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \quad \frac{N}{N'} = \sqrt{(\frac{H_m}{H_{m'}})^3} ; \quad \frac{C}{C'} = \frac{H_m}{H_{m'}}$$

ecuaciones que ligan en una misma bomba, revoluciones por minuto, caudales, potencias y alturas manométricas; en consecuencia:

$$\frac{n}{n'} = \frac{q}{q'} = \sqrt[3]{\frac{N}{N'}} = \sqrt{\frac{C}{C'}} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad \text{en la que:} \quad \frac{N}{N'} = \frac{\gamma q H_m}{\gamma q' H_{m'}} = \frac{n^3}{n'^3}$$

En resumen se puede decir que el número de revoluciones es proporcional al caudal impulsado, a la raíz cuadrada de las alturas manométricas y del par motor, y a la raíz cúbica de la potencia.

II.2.- NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO

El número de revoluciones específico de una bomba geométricamente semejante a la que se considera como prototipo, que impulse un caudal de 1 m³/seg, creando una altura manométrica de 1 metro, se utiliza mucho en los países de habla inglesa, y se representa por n_q ; para determinar este número de revoluciones específico, se parte de las ecuaciones de semejanza:

$$\frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \frac{q}{q'} = \lambda^2 \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} ; \frac{N}{N'} = \lambda^2 \sqrt{(\frac{H_m}{H_{m'}})^3}$$

Si se supone una bomba funcionando a n rpm, impulsando un caudal de q m³/seg, y desarrollando una altura manométrica de H_m metros, y un modelo geométricamente semejante a la anterior que funcione a $n'=n_q$ revoluciones por minuto, desarrollando una altura manométrica $H_m'=1$ metro, e impulsando un caudal q'= 1 m³/seg, para una relación de semejanza geométrica λ , se tiene:

$$\left. \begin{array}{c} \frac{n}{n_{q}} = \lambda^{-1} \sqrt{H_{m}} \\ q = \lambda^{2} \sqrt{H_{m}} \end{array} \right\} \quad \Rightarrow \quad n_{q} = n \frac{q^{1/2}}{H_{m}^{3/4}}$$

que es el número de revoluciones específico (americano) de una bomba centrífuga en función del número de revoluciones por minuto n, del caudal impulsado q, y de la altura manométrica H_m en condiciones de rendimiento máximo.

Si se define el número específico de revoluciones de otra forma tal que sea, *el número de revoluciones n_s de una bomba modelo que desarrolle una potencia de 1 CV y una altura manométrica* H_m , *de 1 metro geométricamente semejante al prototipo considerado*, al que se comunica una potencia de N (CV), para desarrollar una altura manométrica de H_m metros, a una velocidad de *n* rpm, siendo la relación de semejanza geométrica λ , se tiene:

$$\left. \begin{array}{c} \frac{n}{n_{s}} = \lambda^{-1} \sqrt{H_{m}} \\ N = \lambda^{2} (H_{m})^{3/2} \end{array} \right\} \quad \Rightarrow \quad n_{s} = n \frac{N^{1/2}}{H_{m}^{5/4}}$$

Para hallar la relación existente entre n_s y n_q se sustituye la expresión de la potencia N de la bomba en n_s , resultando:

$$n_{s} = n \frac{N^{1/2}}{H_{m}^{5/4}} = \frac{n \sqrt{\frac{\gamma q H_{m}}{75 \eta}}}{H_{m}^{5/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} \frac{n \sqrt{q}}{H_{m}^{3/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} n_{q}$$

Para el caso de ser agua el líquido bombeado: $\gamma = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \Rightarrow n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt{\eta} H_m^{3/4}} = \frac{3,65}{\sqrt{\eta}} n_q$, observándose que para un caudal y una velocidad de giro determinados, la velocidad específica n_s es función de la altura manométrica H_m .

II.3.- NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTI-CAS DE LA BOMBA; CLASIFICACIÓN

Si en el esquema de rodete de bomba centrífuga de la Fig II.1, D_1 es el diámetro a la entrada, D_2 es el diámetro a la salida, b_2 es la anchura del rodete a la salida, H_m es la altura manométrica desarrollada y c_{2r} es la componente radial de la velocidad absoluta del líquido a la salida del rodete Fig II.2, el caudal q impulsado por la bomba es:

 $q = \pi D_2 b_2 c_{2r}$



Si llamamos \vec{c}_{2a} la velocidad absoluta a la salida del rodete, fuera del mismo, \vec{c}_{2n} es la componente rotatoria, \vec{c}_{2z} es la componente axial, \vec{c}_{2r} es la componente radial y \vec{c}_{2m} es la componente meridiana, por lo que:

$$c_2^2 = c_{2n}^2 + c_{2z}^2 + c_{2r}^2 = \left| c_{2m}^2 = c_{2z}^2 + c_{2r}^2 \right| = c_{2n}^2 + c_{2m}^2$$



A la salida del rodete, inmediatamente antes de la salida del líquido a la voluta, se tiene que $c_{2z} = 0 \implies c_{2r} = c_{2m}$, es decir, la velocidad radial a la salida del rodete es igual a la velocidad meridiana a la salida del mismo.

Llamando $k_{2m} = f(q)$ al coeficiente óptimo de la velocidad meridiana \vec{c}_{2m} a la salida, se tiene:

$$c_{2r} = c_{2m} = k_{2m} \sqrt{2 g H_m}$$
; $k_{2m} = f(q)$

Fig II.2.- Velocidades a la salida en la voluta

que sustituido en el valor de *q* proporciona la ecuación:

 $q = \pi D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{2 g H_m} = 13,88 D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{H_m}$

Por otra parte si, $\xi_2 = f(n)$, es el coeficiente óptimo para la velocidad tangencial u_2 , se puede poner:

$$u_2 = \xi_2 \sqrt{2 g H_m} = \frac{\pi D_2 n}{60}$$
; $n = 84,46 \frac{\xi_2 \sqrt{H_m}}{D_2}$; $\xi_2 = f(n)$

Sustituyendo los valores de n y q en n_q y en n_s se obtiene:

$$n_{q} = n \frac{\sqrt{q}}{H_{m}^{3/4}} = 315 \xi_{2} \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_{2}}{D_{2}}} \quad \text{(Es independiente del líquido)}$$

$$n_{s} = \sqrt{\frac{\gamma}{75 \eta}} n_{q} = 36.4 \sqrt{\frac{\gamma}{\eta}} \xi_{2} \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_{2}}{D_{2}}} \quad \text{;} \quad n_{s(\text{agua})} = 1150 \frac{\xi_{2}}{\sqrt{\eta}} \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_{2}}{D_{2}}}$$

Estas ecuaciones limitan el número de revoluciones específico; en efecto, el coeficiente óptimo ξ_2 viene impuesto por la velocidad de giro del motor que acciona la bomba, implicando velocidades tangenciales a la salida del rodete muy altas. El coeficiente óptimo k_{2m} de la velocidad meridiana a la salida del rodete tiene también un valor mínimo, que no se puede reducir, por cuanto viene impuesto por el caudal circulante.

En consecuencia, para ir a números de revoluciones específicos bajos, habrá que reducir la relación $\frac{b_2}{D_2}$, lo que conduce a un diseño de rodetes con forma de platillos muy aplanados, que tienen grandes diámetros D₂ y pequeñas dimensiones a la salida b₂.



Debido a las limitaciones anteriores relativas a ξ_2 , $k_{2m} y \frac{b_2}{D_2}$, resulta que en las bombas centrífugas radiales, para un número específico de revoluciones dado, la altura manométrica creada adquiere un valor máximo que no se puede superar. En las bombas helicocentrífugas o diagonales, los diámetros de salida D₂ son menores que en las centrífugas radiales por el imperativo de aumentar la relación $\frac{b_2}{D_2}$ y conseguir mayores valores del nº específico de revoluciones.

En las bombas hélice (axiales), la relación $\frac{b_2}{D_2}$ es mucho mayor que en las anteriores.



Fig II.4.- Alabes de bombas centrífugas radiales; tipos



Fig II.5.- Bomba helicocentrífuga



Fig II.6.- Bomba hélice



Fig II.7.- a) Curvas características de una bomba radial centrífuga b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %



Fig II.8.- a) Curvas características de una bomba helicocentrífuga b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en % BC.II.-17



Fig II.9.- a) Curvas características de una bomba hélice b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %

II.4.- SEMEJANZA EN BOMBAS PARA CAMPOS GRAVITATORIOS DIFERENTES

Los actuales aplicaciones de dispositivos hidráulicos especiales que se producen en el mundo de la Astronáutica, justifican la necesidad de ampliar las fórmulas de semejanza a diversos campos gravitatorios, de intensidades g y g'.

Si se tienen dos bombas geométricamente semejantes, de relación de semejanza λ , situadas en campos gravitatorios g y g', funcionando a las velocidades n y n', con alturas manométricas H_m y $H_{m'}$, caudales q y q', potencias N y N' y velocidades tangenciales u y u_1 , correspondientes a diámetros D y D', respectivamente, resulta:

$$\frac{u}{u'} = \frac{\xi \sqrt{2 g H_m}}{\xi \sqrt{2 g' H_{m'}}} = \frac{\pi D n}{\pi D' n'} ; \frac{D n}{D' n'} = \frac{\sqrt{g H_m}}{\sqrt{g' H_{m'}}} ; \frac{n}{n'} = \lambda^{-1} \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$$
$$\frac{q}{q'} = \frac{\Omega c_{2m}}{\Omega' c_{2m'}} = \lambda^2 \frac{k_{2m} \sqrt{2 g H_m}}{k_{2m} \sqrt{2 g' H_{m'}}} = \lambda^2 \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$$

Si las bombas impulsan el mismo líquido, siendo γ y γ' su peso específico en los campos gravitatorios g y g', la relación de potencias es:

$$\frac{N}{N'} = \frac{\gamma q H_{m}}{\gamma' q' H_{m'}} = \frac{\rho g q H_{m}}{\rho g' q' H_{m'}} = \lambda^{2} \sqrt{(\frac{g H_{m}}{g' H_{m'}})^{3}}$$

Si se trata de líquidos diferentes de densidades ρ y ρ' , los caudales son: $\frac{q}{q'} = \frac{\Omega c}{\Omega' c'} = \lambda^2 \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$

y para las potencias:
$$\frac{\mathsf{N}}{\mathsf{N}'} = \frac{\gamma \, \mathsf{q} \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}}}{\gamma \, \mathsf{'} \, \mathsf{q}' \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}'}} = \frac{\rho \, \mathsf{q} \, \mathsf{q} \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}}}{\rho \, \mathsf{'} \, \mathsf{q}' \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}'}} = \frac{\rho}{\rho'} \frac{\mathsf{q} \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}}}{\mathsf{q}' \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}'}} \frac{\mathsf{q}}{\mathsf{q}'} = \lambda^2 \frac{\rho}{\rho'} \sqrt{(\frac{\mathsf{q} \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}}}{\mathsf{q}' \, \mathsf{H}_{\mathsf{m}'}})^3}$$

Características de una bomba en dos campos gravitatorios diferentes.- En este caso se puede considerar que la bomba es semejante a sí misma, es decir ($\lambda = 1$) por lo que:

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}} ; \frac{q}{q'} = \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}} ; \frac{N}{N'} = \frac{\rho}{\rho'} \sqrt{(\frac{g H_m}{g' H_{m'}})^3}$$

$$\frac{q}{q'} = \frac{n}{n'} ; \frac{H_m}{H_{m'}} = \frac{g'n^2}{gn'^2} ; \frac{N}{N'} = \frac{\rho g q H_m}{\rho' g' q' H_{m'}} = \frac{\rho}{\rho'} (\frac{n}{n'})^3$$

que permiten hallar la relación entre caudales, potencias, número de rpm, alturas manométricas, etc, para una misma bomba funcionando en dos campos gravitatorios distintos.

II.5.- APLICACIÓN DEL ANÁLISIS DIMENSIONAL A LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Las variables que intervienen en el movimiento de un líquido, a través de los álabes de una bomba centrífuga, pueden relacionarse mediante la siguiente ecuación:

$$f(E, D, q, \rho, \eta, n) = 0$$

en la que $(E = g H_m)$ es la energía específica, D el diámetro, q el caudal bombeado, ρ la densidad del líquido utilizado, ν la viscosidad dinámica del líquido y n el número de revoluciones por minuto de la bomba. Como estas seis variables dependen total o parcialmente de las dimensiones (M, L, t), se pueden obtener (6 - 3 = 3) parámetros π adimensionales.

La matriz correspondiente a estas variables es de la forma:

	Е	D	q	ρ	η	n
М	0	0	0	1	1	0
L	2	1	3	-3	-1	0
t	-2	0	-1	0	-1	-1

Podemos tomar, por ejemplo (E, D, ρ) como variables independientes, por cuanto su determinante es distinto de cero:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 2 & 1 & -3 \\ -2 & 0 & 0 \end{pmatrix} = 2$$
pudiéndose poner que:
$$\begin{cases} \pi_1 = E^{x_1} D^{y_1} \rho^{z_1} q = L^{2 x_1 + y_1 - 3 z_1 + 3} T^{-2 x_1 - 1} M^{z_1} \\ \pi_2 = E^{x_2} D^{y_2} \rho^{z_2} n = L^{2 x_2 + y_2 - 3 z_2} T^{-2 x_2 - 1} M^{z_2} \\ \pi_3 = E^{x_3} D^{y_3} \rho^{z_3} \eta = L^{2 x_3 + y_3 - 3 z_3 - 1} T^{-2 x_3 - 1} M^{z_3 + 1} \end{cases}$$

deduciéndose:

$$2 x_{1} + y_{1} - 3 z_{1} + 3 = 0
- 2 x_{1} - 1 = 0
z_{1} = 0
2 x_{2} + y_{2} - 3 z_{2} = 0
- 2 x_{2} - 1 = 0
z_{2} = 0
2 x_{3} + y_{3} - 3 z_{3} - 1 = 0
- 2 x_{3} - 1 = 0
z_{3} + 1 = 0$$

$$\Rightarrow x_{1} = -\frac{1}{2} ; y_{1} = -2
x_{1} = -\frac{1}{2} ; y_{2} = 1
x_{2} = 1
x_{3} = -\frac{1}{2} ; y_{3} = -1 ; z_{3} = -1$$

por lo que:

$$\pi_{1} = \frac{q}{\sqrt{E} D^{2}} = \frac{q}{\sqrt{g H_{m}} D^{2}}$$

$$\pi_{2} = \frac{n D}{\sqrt{E}} = \frac{n D}{\sqrt{g H_{m}}}$$

$$\pi_{3} = \frac{\eta}{\rho D\sqrt{E}} = \frac{\eta}{\rho D\sqrt{g H_{m}}} = \frac{\nu}{D\sqrt{g H_{m}}}$$

Los parámetros adimensionales π_1 , π_2 y π_3 permanecen constantes para cada serie de bombas semejantes, funcionando en condiciones dinámicas semejantes.

En consecuencia, a partir de ellos, se pueden obtener otros factores adimensionales comunes a dichas series, mediante los productos de π_1 , π_2 y π_3 o cualquier otra combinación de productos de sus potencias, sean estas enteras o fraccionarias, positivas o negativas; así se pueden obtener:

 $\pi_{4} = \frac{\pi_{1}}{\pi_{3}} = \frac{q}{D^{2}\sqrt{qH_{m}}} \frac{D\sqrt{qH_{m}}}{v} = \frac{q}{vD} \quad (N^{\circ} \text{ de Re para bombas})$ $\pi_{5} = \pi_{2}\sqrt{\pi_{1}} = \frac{\sqrt{q}}{D\sqrt{qH_{m}}} \frac{nD}{\sqrt{gH_{m}}} = \frac{n\sqrt{q}}{(gH_{m})^{3/4}} \quad (\text{Velocidad especifica}) \Rightarrow n_{q} = \pi_{5} q^{3/4}$ $\pi_{6} = \frac{\pi_{1}}{\pi_{2}} = \frac{q}{D^{2}\sqrt{gH_{m}}} \frac{\sqrt{gH_{m}}}{nD} = \frac{q}{nD^{3}} = q_{s} \quad (\text{Caudal especifico})$

II.6.- OTRAS CLASIFICACIONES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

a) BOMBAS RADIALES, AXIALES Y DIAGONALES.- Se ha considerado como bombas centrífugas desde las propiamente centrífugas o radiales, en las que la energía se cede al líquido esencialmente mediante la acción de la *fuerza centrífuga*, hasta las axiales, en las que la energía se cede al líquido por la *impulsión* ejercida por los álabes sobre el mismo. En las bombas centrífugas radiales la corriente líquida se verifica en planos radiales, en las axiales en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación y en las diagonales radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

El *tipo* de una bomba que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor, viene caracterizado por su velocidad específica, calculada en el punto de funcionamiento de diseño, es decir, en el punto de máximo rendimiento de la curva característica.

El número específico de revoluciones es constante para un impulsor determinado, para cualquier velocidad de giro n, ya que q y H_m se modifican también al mismo tiempo. Su valor no se modifica al alterar las dimensiones del impulsor, ya que todos los impulsores geométricamente semejantes con un rendimiento aceptable tienen la misma velocidad específica, aunque pueden admitir ligeras variaciones en el ángulo de salida, forma del álabe, etc; el n^o específico de revoluciones depende también de la voluta.

La velocidad específica del impulsor es un índice de su geometría y proporciona una idea de sus di-

mensiones principales, Fig II.10. La relación entre los diámetros de entrada y salida $\frac{D_1}{D_2}$ es (dentro de ciertos límites) directamente proporcional al nº específico de revoluciones y fue uno de los índices utilizados antes de que se impusiera el concepto de velocidad específica.

La *forma de los álabes* en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro ($\beta_2 < 90^\circ$) y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

Rendimiento-velocidad específica.- En el límite de las velocidades específicas bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, incluyendo:

a) Las pérdidas de carga debidas al más largo recorrido interno

b) Las pérdidas por rozamiento de las paredes del rodete impulsor de gran diámetro al girar en el líquido, (rozamiento del disco).

Al crecer la velocidad específica, el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, las pérdidas debidas a deficiencias en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.



Campo de aplicación de los diversos tipos de bombas



Fig II.11.- Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica

Los rendimientos óptimos se calculan para una velocidad específica del orden de $n_q \approx 50 \div 60$, Fig II.11, en la que la combinación de las pérdidas descritas, variables con n_q tiene un efecto mínimo. El que bombas de igual velocidad específica puedan tener rendimientos diferentes, menores para caudales más bajos, se debe a que las leyes de semejanza hidráulica no se cumplen exactamente con tener sólo en cuenta la semejanza geométrica existente. *Las curvas (rendimiento-velocidad específica)* se han ido desplazando, con el tiempo, en sentido ascendente (mayores rendimientos) a medida que las técnicas utilizadas en su fabricación se han ido perfeccionando.

b) BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO, SEMIABIERTO Y CERRADO.- Según su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:

a) De álabes aislados (abiertos)

b) Con una pared o disco lateral de apoyo (semiabiertos)

c) Con ambas paredes laterales (cerrados).

Esta clasificación es independiente de la anterior, que se refiere al tipo de diseño hidráulico, por lo que en esta nueva clasificación puede haber impulsores centrífugos y de flujo mixto, abiertos, semiabiertos o cerrados.



Fig II.13.- Rodete de bomba diagonal abierta y rodete de bomba cerrado tipo Francis

Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación, que hace las veces de cubo del impulsor, como si fuese la pared posterior de los radiales y diagonales.

IMPULSORES ABIERTOS.- En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.



Fig II.14.- Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores

Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria, Fig II.14. En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

IMPULSORES SEMIABIERTOS.- Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al BC.II.-22 igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia; cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, hay que cambiar el impulsor. Para el servicio con *líquidos abrasivos* algunas veces se disponen placas laterales de desgaste de fácil intercambio, construidas con materiales especiales como el acero inoxidable que tiene mayor dureza, que no resulta costoso, ya que la carcasa de la bomba sigue siendo de fundición. La escasa tolerancia lateral del impulsor hace que una posible desviación del eje pueda tener graves consecuencias, al igual que las dilataciones o contracciones anormales, que en esta situación tienen mucha mayor importancia que en los impulsores cerrados.

El *empuje axial en los impulsores abiertos* es mayor que en los cerrados, pues la parte anterior está sometida a una presión media menor; para paliar este defecto se les provee de álabes posteriores Fig II.14, que disminuyen en gran manera la presión media en la cara posterior. También sirven para evitar que el líquido quede estancado cerca del eje y empaquetaduras, ya que si el líquido fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

Las ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado son:

a) La menor tendencia a obstruirse que le hace adecuado para líquidos sucios

b) El menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento

c) Una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados

d) Una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un coste menor de fabricación.

Aunque al principio los impulsores se hacían abiertos, de doble aspiración, hoy en día han caído en desuso por dificultades de ajuste y sólo se fabrican los de aspiración simple.

IMPULSORES CERRADOS.- Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior, Fig II.16. El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno montado en la carcasa y el otro que gira montado en el impulsor. La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Respecto al *desgaste*, se pueden hacer de materiales especiales para condiciones de funcionamiento y servicio particularmente duras.

A menudo, en vez de estos aros dobles se utiliza sólo un aro montado en la carcasa, de forma que la superficie rozante móvil pertenece al propio impulsor; en estos casos, en el impulsor se deja material suficiente para poder rectificar su superficie desgastada, si procede, cambiando el aro de la carcasa por uno nuevo de diámetro ligeramente diferente, de forma que deje el juego conveniente con el impulsor.

Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos; sus ventajas son, ausencia

de empuje axial, una menor $NPSH_r$ y una mayor capacidad de aspiración. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.



Fig II.15.- Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco

Fig II.16.- Empuje axial en impulsor cerrado

Los *impulsores de simple aspiración*, cuando están provistos en la parte posterior de una cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo tienen aros a ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrado que, hidráulicamente, es bastante eficaz.

Los *impulsores cerrados* pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas. Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales más difíciles que en los abiertos. Hidráulicamente, el rozamiento de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas volumétricas son menores. La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor y para ello se diseñan impulsores especiales con oído de gran área, canales lo más amplios posibles, pequeño número de álabes, 2 ó 3, y éstos con los bordes de entrada redondeados.

c) BOMBAS HORIZONTALES Y VERTICALES.- El eje de rotación de una bomba puede ser horizontal o vertical, (rara vez inclinado). De esta disposición se derivan diferencias estructurales en la construcción de la bomba que a veces son importantes, por lo que también las aplicaciones de los dos tipos de construcción suelen ser, a menudo, distintas y bien definidas.

- BOMBAS HORIZONTALES.- La disposición del eje de giro horizontal presupone que la bomba y el motor se hallan a la misma altura; éste tipo de bombas se utiliza para funcionamiento en seco, exterior al líquido bombeado que llega a la bomba por medio de una tubería de aspiración. Las bombas centrífugas, sin embargo, no deben rodar en seco, ya que necesitan del líquido bombeado como lubricante entre aros rozantes e impulsor, y entre empaquetadura y eje.

Como no son autoaspirantes requieren, antes de su puesta en marcha, el estar cebadas; ésto no es fácil de conseguir si la bomba no trabaja en carga, estando por encima del nivel del líquido, que es el caso más corriente con bombas horizontales, siendo a menudo necesarias las válvulas de pie, (aspiración), y los distintos sistemas de cebado.

Como ventajas específicas se puede decir que las bombas horizontales, (excepto para grandes tamaños), son de construcción más barata que las verticales y, especialmente, su mantenimiento y conservación es mucho más sencillo y económico; el desmontaje de la bomba se suele hacer sin necesidad de mover el motor y al igual que en las de cámara partida, sin tocar siquiera las conexiones de aspiración e impulsión. - **BOMBAS VERTICALES**.- Las bombas con eje de giro en posición vertical tienen, casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en las horizontales, que la bomba trabaje rodeada por el líquido a bombear, con el motor por encima de éste.

Bombas verticales de funcionamiento en seco.- En las bombas verticales no sumergidas, el motor puede estar inmediatamente sobre la bomba, o muy por encima de ésta. El elevarlo responde a la necesidad de protegerlo de una posible inundación o para hacerlo más accesible si, por ejemplo, la bomba trabaja en un pozo. El eje alargado puede ser rígido o flexible por medio de juntas universales, lo que simplifica el siempre difícil problema del alineamiento.

Se emplean muy a menudo las mismas bombas horizontales modificadas únicamente en sus cojinetes. La aspiración es lateral, (horizontal); en las bombas grandes, frecuentemente, es por abajo, aunque a veces se transforma en lateral mediante un simple codo.

La ventaja de las bombas verticales, es que requieren muy poco espacio horizontal que las hace insustituibles en barcos, pozos, etc; sin embargo se necesita un espacio vertical superior suficiente para permitir su cómodo montaje y desmontaje.

Para bombas de gran caudal, la construcción vertical resulta en general más barata que la horizontal. Las bombas verticales se emplean normalmente en aplicaciones marinas, para aguas sucias, drenajes, irrigación, circulación de condensadores, etc.

Bombas verticales sumergidas.- El funcionamiento sumergido de las bombas centrífugas elimina el inconveniente del cebado, por lo que el impulsor se halla continuamente, aún parado, rodeado por el líquido a impulsar y, por lo tanto, la bomba está en disposición de funcionar en cualquier momento. El control de la unidad requiere únicamente la puesta en marcha del motor de accionamiento, sin necesi-



Fig II.17.- Bomba de eje vertical

dad de dispositivos adicionales de cebado previo.

La aspiración, que es siempre por abajo, Fig II.17, se hace a una cierta profundidad con respecto al nivel libre del líquido. Si esta profundidad es menor de lo debido, 2 ó 3 veces el diámetro del orificio de aspiración, se pueden crear en la superficie vórtices o remolinos por cuyo centro se introduce aire en la bomba, con la consiguiente pérdida de caudal y deficiente funcionamiento.

El eje del que van provistas estas bombas, va guiado normalmente por cojinetes de fricción separados a intervalos regulares (de 1,5 a 3 metros) y lubricados por aceite, grasa, o el mismo líquido bombeado; en este último caso, el eje se suele disponer en el interior de la tubería de impulsión vertical, cerca del motor, en que ésta se desvía horizontalmente mediante un codo adecuado.

En los casos de lubricación por grasa o aceite, el eje va dentro de un tubo portador de los cojinetes, siendo este conjunto, a su vez, exterior o interior a la tubería de impulsión.

La otra solución tiene la ventaja de requerir un menor espacio, siendo en ambos casos innecesaria la empaquetadura, lo que constituye también una circunstancia muy favorable, dados los inconvenientes que ésta lleva a veces consigo.

Las bombas sumergidas tienen la ventaja de ocupar un espacio horizontal mínimo, sólo el necesario para acomodar el motor vertical y la impulsión, siendo incluso ésta a veces subterránea. Las ventajas hidráulicas son evidentes al desaparecer todos los problemas de aspiración que constituyen el principal inconveniente en el funcionamiento de las bombas centrífugas.

Desde un punto de vista mecánico, esta disposición presenta grandes inconvenientes con respecto a la horizontal. Las bombas son inicialmente más caras y su mantenimiento mucho más elevado, ya que cualquier reparación exige el desmontaje de la bomba para izarla a la superficie.

El eje alargado, somete a los cojinetes a un trabajo duro que sobre todo, si están lubricados por agua o líquidos sin grandes propiedades lubricantes, hace que su vida sea corta e imprevisible.

Los tipos más importantes de bombas verticales sumergidas son:

- Las bombas de turbina verticales o de pozo profundo
- Las bombas de hélice

- BOMBAS DE TURBINA VERTICALES.- Entre las bombas sumergidas, las más importantes son las llamadas de pozo profundo, de sondeo o de turbina vertical, que fueron desarrolladas para la explotación de pozos, perforaciones y sondeos de diámetro reducido, lo que limita la altura por etapa, e implica la utilización de bombas multicelulares para reducir el espacio. El impulsor de aspiración simple, puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta. Los impulsores semiabiertos, sin embargo, aparte de su mayor empuje axial, hasta el 50% mayor, requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje. El conjunto de difusores de la bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor.

A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando el rendimiento, dotando de una cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión. La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 o más, añadiendo difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc; no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales sumergidas, de ser caras y exigir unos costes de mantenimiento elevados.

Las bombas verticales de turbina han llegado a un grado de perfección notable con rendimientos altos y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riegos en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas de turbina vertical.

Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

Bombas de turbina verticales con el motor por encima.- En estas bombas, el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por aceite, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por agua de una fuente externa. El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Con estas bombas se pueden alcanzar unos 200 m.c.a., pero los problemas que ocasionan las imperfecciones en la rectitud del eje, influyen en gran manera en la vida de los cojinetes y en las vibraciones durante el funcionamiento, que crecen en gran manera con la longitud del eje.

Bombas de turbina verticales con el motor sumergido.- Con objeto de evitar las desventajas que se derivan de la excesiva longitud del eje, en las bombas sumergidas se han desarrollado motores eléctricos capaces de funcionar rodeados de líquido y de dimensiones tales que les permite ir montados en el interior del pozo. De esta forma, colocando los motores inmediatamente por debajo de la bomba, desaparece la necesidad del eje, cojinetes y tubo protector, por lo que la tubería de impulsión puede ser de menor diámetro para pérdidas de carga semejantes.

Los motores pueden ser de funcionamiento en seco con cierre hermético, o inundados, en cuyo caso los aislamientos tienen características muy especiales. Las ventajas del motor sumergido se hacen apreciables, sobre todo, en pozos muy profundos de más de 30 m, o bien inclinados o curvados. El espacio requerido en la superficie es, evidentemente mínimo e incluso nulo con descarga subterránea.

Las desventajas son un menor rendimiento y menor vida del motor y la necesidad ineludible del desmontaje total para cualquier revisión o reparación de la bomba o del motor.

- BOMBAS VERTICALES DE HÉLICE.- Para manejar grandes caudales con pequeñas alturas se usan, a menudo, bombas hélice en posición vertical y funcionamiento sumergido. La simplicidad de estas bombas llega algunas veces a ser máxima, consistiendo sólo en el impulsor axial abierto provisto de un eje vertical, que gira dentro de la tubería de impulsión. A veces pueden llevar un difusor o algunos álabes directores; a la entrada se pueden disponer también álabes directores con objeto de evitar o reducir una prerotación excesiva de la vena líquida en la aspiración, que puede dar lugar a remolinos o vórtices en la superficie del líquido. El eje puede estar lubricado por aceite, en cuyo caso va dispuesto dentro del correspondiente tubo protector con los cojinetes de apoyo.

El impulsor puede ir en voladizo o bien tener un cojinete inferior, que aunque constituye un pequeño estorbo para la aspiración, tiene un papel importante dada la estrecha tolerancia radial entre el impulsor y la tubería que le rodea.

III.- BOMBAS CENTRÍFUGAS ÁLABES Y GRADO DE REACCIÓN

III.1.- CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES

Cuando a la bomba centrífuga se la supone trabajando en condiciones ideales, el número de álabes se considera infinito. Para acercarnos al proceso de trabajo de una bomba centrífuga real, el número de álabes tiene que ser finito, estando este número comprendido entre 4 y 16; en este caso, el movimiento relativo del líquido entre los álabes del rodete impulsor ya no tiene carácter de chorro, como se supone tiene para infinitos álabes, resultando por lo tanto, una distribución de velocidades irregular; en la zona del intradós entre álabes, indicada en la Fig III.1a con el signo (+), la presión es bastante elevada lo que implica velocidades pequeñas. Esto es debido a que la distribución de velocidades se puede interpretar como la suma de dos flujos:

a) El flujo correspondiente a una distribución uniforme de la velocidad, idéntica a la existente para un número infinito de álabes.



Fig III.1.- Flujo entre álabes y distribución de velocidades a la salida como suma de dos flujos

b) El flujo correspondiente al movimiento de rotación del líquido entre los álabes, en sentido opuesto a la rotación del rodete impulsor.

En este tipo de movimiento, al girar el eje de la bomba se engendra en el espacio entre álabes un torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del rodete, que sumado al desplazamiento de la velocidad relativa w_{2z} en la periferia del mismo, hace que ésta se desvíe a la salida, Fig III.2, disminuyendo el ángulo efectivo de salida de la corriente hasta un valor β_{2z} menor que el correspondiente a un número infinito de álabes β_2 , es decir, la corriente experimenta un deslizamiento por el que pasa de la velocidad correspondiente a ∞ número de álabes c_{2n} , a la correspondiente a un número finito c_{2nz} , fenómeno que viene representado por un coeficiente de influencia µ que depende del número de álabes. En consecuencia, al pasar a un número finito de álabes z, la velocidad c_{2n} disminuye, lo cual se explica por el movimiento de rotación complementario citado. El ángulo β_2 correspondiente a ∞ álabes, es el ángulo constructivo del álabe, mientras que β_{2z} es el ángulo con el que el líquido sale de la bomba, que no es tangente al álabe.

Debido a estas irregularidades en la distribución de velocidades, tanto absolutas como relativas, para un número finito de álabes z se introduce el concepto de valor medio de la velocidad c_{2n} a la salida del rodete, que interviene en la determinación de la altura total creada por la bomba; el fenómeno provoca una velocidad absoluta complementaria Δc_{2n} dirigida en sentido contrario a c_{2n} , modificándose así el triángulo de velocidades a la salida correspondiente a un número infinito de álabes; en la Fig III.3 se observan los triángulos de velocidades para un número infinito de álabes y para un número finito, construidos ambos para valores iguales de u_2 y c_{2r} lo cual implica iguales velocidades periféricas de rotación y caudales también iguales.



Fig III.2.-Torbellino potencial en el rodete



Fig III.3.- Triángulos de velocidades para un número finito e infinito de álabes

El ángulo β_2 es el ángulo constructivo del álabe a la salida, mientras que β_{2z} es el ángulo de salida del líquido, para un número finito de álabes, que recordamos no es tangente al álabe, y por lo tanto, menor que β_2 . La disminución de la componente tangencial c_{2n} al pasar a un número finito de álabes, implica un descenso en la altura total creada por la bomba.

METODOS DE CALCULO DEL n^a DE ÁLABES.- Para determinar el número de álabes existen varios métodos, algunos de los cuales exponemos a continuación:

a) El valor de Δc_{2n} de la Fig III.3, viene dado por la expresión de Stodola:

$$\Delta c_{2n} = c_{2n} - c_{2nz} = k_R \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{z} u_2$$

en la que el factor de corrección k_R se determina con ayuda de la Tabla III.1.

β2		10°	20°	30°	40°	50°	60°
Z	4-8	1,4	1,1	0,9	0,75	0,6	0,55
Z	8-16	1,4	1,15	1	0,85	0,7	0,65

Tabla III.1.- Valores de k_R

b) Si se supone que la bomba trabaja en condiciones de rendimiento máximo y $H_{t(z)}$ es la altura total máxima correspondiente a z álabes, se tiene:

$$H_{t_{z}} = \frac{u_{2} c_{2n_{z}}}{g} = \left| H_{t} = \frac{u_{2} c_{2n}}{g} \implies \frac{u_{2}}{g} = \frac{H_{t}}{c_{2n}} \right| = H_{t} \frac{c_{2n_{z}}}{c_{2n}} = H_{t} \mu$$

en la que μ es *el coeficiente de influencia del número de álabes* (o factor de disminución de trabajo) que permite aplicar la formulación desarrollada para un número infinito de álabes, a un número *z* finito de álabes.

$$\mu = \frac{H_{t_z}}{H_t} = \frac{\frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}}}{H_t} = \frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z} H_t} \implies H_t = \frac{H_{man_z}}{\mu \eta_{man_z}} \qquad \text{o} \qquad \eta_{man_z} = \frac{H_{man_z}}{H_{t_z}} = \frac{H_{man_z}}{\mu H_t}$$
$$\mu = \frac{H_{t_z}}{H_t} = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}} \frac{u_2}{g} = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}}$$

en la que μ se determina en función del número de álabes *z* pero en su valor influyen también la longitud del álabe, que depende de la relación $\frac{r_2}{r_1}$ y de los ángulos β_1 y β_2 .



Fig III.4.- Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga

Comparando las curvas características con z y con ∞ álabes se observa que, en la zona de funcionamiento óptimo, coinciden las alturas manométricas $H_{man(z)} = H_{man}$, y los caudales, Fig III.4, y es en esta zona donde se puede pasar de z álabes a la teoría de ∞ álabes desarrollada; en las demás zonas de las curvas no hay ningún tipo de coincidencia y no sería aplicable el coeficiente de influencia. Es por ésto por lo que en $H_{man} = A - Bq - Cq^2$, los valores de A y B no dependen más que de u_2 , $\beta_2 y \Omega_2$, que son comunes a las dos situaciones, es decir, el punto de funcionamiento es único en la zona de tangencia de las curvas características real e ideal, pudiendo distinguir dos tipos de rendimiento ma-BC.III.-31 nométrico, dado que en esta zona las alturas totales son distintas, uno correspondiente a un número infinito de álabes (teórico) y otro el de la bomba correspondiente a *z* álabes (real), por lo que:

$$\mu = \frac{H_{t(m\acute{a}x)_z}}{H_{t(m\acute{a}x)}} = \frac{\frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}}}{\frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}}} = \frac{\eta_{man}}{\eta_{man_z}} \implies \eta_{man} = \mu \eta_{man_z}$$

El coeficiente μ no depende del régimen de trabajo de la bomba (punto de funcionamiento), es decir, del caudal q, de la altura manométrica H_m y del n° de rpm n, sino de la *geometría* del rodete impulsor, por lo que es constante para un determinado rodete.

Pfleiderer propuso para el valor del coeficiente de influencia del número de álabes μ (teniendo en cuenta el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación $\frac{r_1}{r_2}$), la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_2^2}{z \, S}} = \left| \psi = 0, 6 \, (1 + \sin \beta_2) \right| = \frac{1}{1 + \frac{0, 6 \, (1 + \sin \beta_2) \, r_2^2}{z \, S}}$$
$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi r_2^2}{z \, S}} = \left| \text{Para rodetes radiales: } S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dr = \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{2} \right| = \frac{1}{1 + \frac{2 \, \psi}{z \, \{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2\}}}$$

Eckert desarrolla otra expresión para calcular µ que concuerda más con la experiencia, de la forma:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{2 \ z \ (1 - \frac{r_1}{r_2})}}$$

que está representada en la Fig III.5 por una familia de curvas, muy útiles para el diseño.

Conocido el valor de μ el número de álabes del rodete impulsor z se puede tomar también de la Tabla III.2.



Fig III.5.- Abaco para el cálculo del coeficiente µ

Tabla III.2.- Relación entre el coeficiente de influencia y el nº de álabes

Z	4	6	8	10	12	16	24
μ	0,624	0,714	0,768	0,806	0,834	0,87	0,908

Eckert recomienda:
$$\begin{cases} \text{Para valores pequeños de } \frac{r_1}{r_2} \implies \mu = 1 - \pi \frac{\text{sen } \beta_2}{z} \\ \text{Para valores de } \frac{r_1}{r_2} = 0,5 \implies \mu = \frac{1}{1 + \frac{4 \pi}{3} \frac{\text{sen } \beta_2}{z}} \end{cases}$$

c) Para determinar de otra forma el número de álabes z del rodete impulsor, se puede partir del hecho de considerar una longitud unidad del filete líquido medio situado en la sección meridiana, que tiene que estar en una cierta relación respecto a la anchura media del canal entre álabes Ω_m , es decir:

$$\frac{\text{Longitud unidad del filete líquido medio en la sección meridiana}}{\Omega_{m}} = \frac{1}{\Omega_{m}} = k \quad ; \ 2 < k < 3 \ (\text{Pfleiderer})$$

A su vez, se puede suponer que los ángulos β de los álabes varían linealmente a lo largo del álabe, desde β_1 para r₁, hasta β_2 para r₂; para la circunferencia media de radio r_m el paso entre álabes es t_m, por lo que:

$$\Omega_{m} = t_{m} \operatorname{sen} \beta_{m} = \frac{\pi D_{m}}{z} \operatorname{sen} \beta_{m} = \frac{2 \pi r_{m}}{z} \operatorname{sen} \beta_{m} = \begin{vmatrix} \beta_{m} = \frac{\beta_{1} + \beta_{2}}{2} \\ r_{m} = \frac{r_{1} + r_{2}}{2} \end{vmatrix} = \frac{\pi (r_{1} + r_{2})}{z} \operatorname{sen} \frac{\beta_{1} + \beta_{2}}{2}$$

y despejando z resulta una expresión que ha sido comprobada experimentalmente en el intervalo $(60^{\circ} < \beta_2 < 90^{\circ})$:

$$z = \frac{2 \pi r_m}{\Omega_m} \operatorname{sen} \beta_m = 2 \pi r_m k \operatorname{sen} \beta_m = \pi k \frac{r_1 + r_2}{2} \operatorname{sen} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

III.2.- GRADO DE REACCIÓN DE UN RODETE IMPULSOR; ALTURAS

Si toda la energía suministrada por los álabes al líquido se transforma en energía dinámica H_d , (aumento de la velocidad *a presión constante*), la bomba sería de acción. Si en cambio toda la energía suministrada por los álabes al líquido incrementa la energía de presión H_p , (aumento de ésta *a velocidad constante*), la bomba sería de reacción.

En la práctica se tienen tipos intermedios en los que la energía se comunica al líquido, parte como aumento de la altura de presión y parte como altura dinámica. Por lo tanto, se puede definir el grado de reacción σ de un rodete como la relación entre la energía o altura de presión H_p y la total H_t ganada por el líquido.

La altura total, la altura dinámica, la altura de presión y el grado de reacción se pueden definir en función de c_{2n} y u_2 en la forma:

Altura total:
$$H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g}$$

Altura dinámica: $H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 g} = \begin{vmatrix} c_{1m} = c_{2m} \\ c_{1n} = 0 \end{vmatrix} = \frac{c_{2n}^2}{2 g}$

Altura de presión: $H_p = H_t - H_d = \frac{u_2 c_{2n}}{g} - \frac{c_{2n}^2}{2 g} = \frac{2 u_2 c_{2n} - c_{2n}^2}{2 g}$

Grado de reacción:
$$\sigma = \frac{H_p}{H_t} = \frac{2 u_2 c_{2n} - c_{2n}^2}{2 g \frac{u_2 c_{2n}}{\sigma}} = 1 - \frac{c_{2n}}{2 u_2}$$

Para: $\sigma = 1 \Rightarrow c_{2n} \rightarrow 0$; $\beta_2 \rightarrow 0$; $w_2 = u_2$; $c_2 = 0 \Rightarrow$ impulsor de reacción pura: $H_t = H_p = H_d = 0$

Para: $\sigma = 0,5 \Rightarrow c_{2n} = u_2$; $\beta_2 = 90^{\circ}$; $w_2 = c_{2m} \Rightarrow H_t = \frac{u_2^2}{g} \Rightarrow \begin{cases} H_{\text{presión}} = u_2^2/2g \\ H_{\text{dinámica}} = u_2^2/2g \end{cases}$

Para: $\sigma = 0 \Rightarrow c_{2n} = 2 u_2, \ \beta_2 \rightarrow 180^{\circ}$, impulsor de acción pura, $H_t = \frac{2 u_2^2}{g} = H_d$



Fig III.6.- Relaciones en función de c2n

La altura total, la altura dinámica, la altura de presión y el grado de reacción se pueden definir también en función de β_2 , teniendo en cuenta que: $c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cot \beta_2$, en la forma:

Altura total: $H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2m} \cot \beta_2)$ Altura dinámica: $H_d = \frac{c_{2n}^2}{2g} = \frac{(u_2 - c_{2m} \cot \beta_2)^2}{2g}$

Altura de presión:

$$H_{p} = \frac{2 u_{2} c_{2n} - c_{2n}^{2}}{2 g} = \frac{2 u_{2} (u_{2} - c_{2m} \cot g \beta_{2}) - (u_{2} - c_{2m} \cot g \beta_{2})^{2}}{2 g} = \frac{u_{2}^{2} - c_{2m}^{2} \cot g^{2} \beta_{2}}{2 g}$$

Grado de reacción: $\sigma = 1 - \frac{c_{2n}}{2 u_{2}} = 1 - \frac{u_{2} - c_{2m} \cot g \beta_{2}}{2 u_{2}} = \frac{1}{2} + \frac{c_{2m} \cot g \beta_{2}}{2 u_{2}}$

De lo anterior se deduce que el valor del grado de reacción depende, fundamentalmente, del ángulo de salida β_2 de los álabes, decreciendo de uno a cero al aumentar éste, Fig III.7.

Como la velocidad del líquido va asociada a pérdidas por rozamiento (que crecen con el cuadrado de la velocidad), en general no conviene que la velocidad en la tubería de impulsión sea mayor que la

que tiene en la tubería de aspiración, por lo que conviene transformar el exceso de energía dinámica, mediante un proceso de difusión en un divergente, (cámara espiral y difusor), en energía de presión, proceso que siempre es de bajo rendimiento.



Fig III.7.- Relaciones en función de β2

Para evitar estas pérdidas en la conversión de altura de velocidad en altura de presión, es conveniente que el grado de reacción del rodete sea lo mayor posible, es decir β_2 pequeño, para que la energía dinámica a transformar y, por lo tanto, las pérdidas consiguientes tengan un valor mínimo. Sin embargo no se puede llegar a ($\sigma = 1$) o valores muy bajos de β_2 , ya que al decrecer β_2 lo hace también la altura o energía total H_t cedida al líquido, por lo que existe un valor de $\beta_2 = 20^{\circ} \div 25^{\circ}$, de forma que al disminuir β_2 la combinación del grado de reacción σ creciente, con la altura total decreciente, resulta óptima, por lo que una parte de la altura dinámica creada en el rodete se deberá transformar en altura de presión en la voluta.

IV.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

CAVITACIÓN

IV.1.- CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas funcionan con normalidad si la presión absoluta a la entrada del rodete no está por debajo de un determinado valor; cuando el líquido a bombear se mueve en una región donde la presión es menor que su presión de vapor, vaporiza en forma de burbujas en su seno, las cuales son arrastradas junto con el líquido hasta una región donde se alcanza una presión más elevada y allí de-saparecen; a este fenómeno se le conoce como cavitación, cuyas consecuencias se describen a continuación. Si a la entrada del rodete la presión es inferior a la presión parcial del vapor p_v se forman las burbujas de vapor que:

- [- Disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido
- Perturban la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos

disminuyendo el caudal, la altura manométrica, el rendimiento de la bomba, etc, Fig IV.1; en su recorrido dañan los conductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo sobre los álabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc.

Si la bomba funciona en estas condiciones durante cierto tiempo se puede dañar; la intensidad del golpeteo a medida que disminuye la presión absoluta a la entrada del rodete, se aprecia claramente en las curvas características de la bomba, Fig IV.1.

La presión mínima tiene lugar en el punto M, cerca de la entrada del rodete Fig IV.2, por lo que la altura del tubo de aspiración H_a de la bomba centrífuga viene limitada por la cavitación.

Lo más frecuente es que al final del tubo de aspiración, en la brida de aspiración E, exista una depresión y que la presión siga disminuyendo desde E hasta el rodete, punto M (presión mínima), zona que se encuentra a la entrada al mismo, siendo $\Delta P_{\rm EM}$ la pérdida de carga correspondiente entre E y M. A partir del punto M el fluido comienza a notar la influencia del rodete que le comunica una ener-
gía cinética relativa $\frac{w_1^2}{2 g}$, aumentando bruscamente su presión, y originándose el fenómeno de golpeteo y vibraciones.



Fig IV.1.- Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga



Fig IV.2.- Campo de presiones en la aspiración

La energía o altura específica del líquido entre el final del tubo de aspiración (brida de aspiración E) y entrada en el rodete impulsor, también llamada energía o altura bruta disponible, en condiciones de rendimiento máximo, es:

Altura bruta disponible: $\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2 g} = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2 g} + \Delta p_{EM} \implies \frac{p_E - p_M}{\gamma} = \frac{c_1^2 - c_E^2}{2 g} + \Delta p_{EM}$

Para que a la entrada del rodete se presente la cavitación es necesario que la presión $(p_M = p_1)$ sea



Fig IV.3.- Altura neta de entrada disponible

igual o menor que la presión parcial de vapor del líquido p_v a la temperatura correspondiente. Para cada caudal, en el tubo de aspiración existe una presión mínima por encima de la presión de vapor p_v ; por debajo de este valor de p_v la bomba cavitará; ésta presión se puede expresar en metros de columna de líquido (altura neta de entrada en la bomba) y se denomina *altura neta de succión positiva* NPSH, Net Positive *adada y un caudal dada, es constante*

Suction Head que, teóricamente, para una bomba dada y un caudal dado, es constante.

ALTURA NETA DE ENTRADA DISPONIBLE, NPSH_d.- Afecta al tubo de aspiración y para su cálculo se parte de la energía bruta disponible que tiene el flujo a la entrada de la bomba, que se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada del tubo de aspiración, punto O (nivel inferior del líquido), y el final del mismo, punto E, en la forma:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} + H_a + \Delta p_{asp}$$

La altura bruta disponible en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros del tubo de aspiración es:

$$\frac{\mathbf{p}_{\mathrm{E}}}{\gamma} + \frac{\mathbf{c}_{\mathrm{E}}^2}{2 \mathrm{g}} = \frac{\mathbf{p}_0}{\gamma} - \mathbf{H}_{\mathrm{a}} - \Delta \mathbf{P}_{\mathrm{asp}} = \left| \mathrm{Si:} \ \mathbf{p}_0 = \mathbf{p}_{\mathrm{atm}} \right| = \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{atm}}}{\gamma} - \mathbf{H}_{\mathrm{a}} - \Delta \mathbf{P}_{\mathrm{asp}}$$

en la que se ha supuesto que la variación del nivel del líquido es nulo, por lo que $c_0 = 0$, siendo en general, $p_0 = p_{atm}$.

Como el líquido a bombear tiene una determinada presión de vapor p_v la energía bruta anterior sólo es utilizable hasta dicha presión p_v , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo que se define la *altura <u>neta</u> disponible a la entrada de la bomba* NPSH_d de la forma:

$$NPSH_{d} = Altura bruta - \frac{p_{v}}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_{a} - \Delta P_{asp} - \frac{p_{v}}{\gamma} = \frac{p_{atm} - p_{v}}{\gamma} - H_{a} - k_{asp} q_{1}^{2}$$

que representa una familia de parábolas, Fig IV.3, al ser $\Delta P_{asp} = k_{asp} q_1^2$, y que no es más que la curva característica del tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada. En depósitos a presión se sustituye p_{atm} por p_0 , valor que hay que interpretar según el tipo de gas o vapor en contacto con el líquido.

ALTURA NETA DE ENTRADA REQUERIDA, NPSH_r- La bomba necesita que el líquido disponga en la posición E, (brida de aspiración), de un mínimo de energía que le permita hacer el recorrido de E a



M sin que aparezca cavitación; esta presión mínima, *cuyo límite es p_v*, es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que éste comienza a comunicar al líquido la presión p₁. Si se supone que los puntos E y M están al mismo nivel y teniendo en cuenta que p_v es la presión mínima que se puede tener en el punto 1, *la altura bruta en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros a la entrada del rodete* es:

Fig IV.4.- Altura neta de entrada requerida

Altura bruta disponible = $\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta P_{EM}$

La altura neta requerida a la entrada del rodete, Fig IV.4, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido en ese mismo punto, a la temperatura de succión, en la forma:

$$NPSH_{r} = Altura bruta - \frac{p_{v}}{\gamma} = \frac{p_{E} - p_{v}}{\gamma} + \frac{c_{E}^{2}}{2 g} = \frac{p_{v}}{\gamma} + \frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \Delta P_{EM} - \frac{p_{v}}{\gamma} = \frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \Delta P_{EM}$$





que ser lo mayor posible.

La altura bruta disponible se puede poner en la forma:

$$\frac{p_{\rm E}}{\gamma} + \frac{c_{\rm E}^2}{2 g} = \frac{p_{\rm v}}{\gamma} + {\rm NPSH}_{\rm r}$$

Es conveniente que el NPSH_r sea lo menor posible, es decir, que $(c_1 \rightarrow 0)$, para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, mientras que el NPSH_d tiene

ALTURA DE ASPIRACIÓN H_a .- Si el NPS H_r tiene que ser pequeño, y el NPS H_d grande, su punto de intersección proporciona la altura de aspiración máxima H_a . Para su determinación se toma el caudal máximo



previsto $q_{máx}$ (que es con el que más riesgo de cavitación existe) sobre el eje de caudales del gráfico suministrado por el fabricante de la bomba, Fig IV.6.

De las infinitas curvas $NPSH_d$ que se pueden disponer en una instalación, función de la altura de aspiración H_a , sólo una pasa por el punto A en donde $NPSH_d$ = $NPSH_r$, Fig IV.5, verificándose:

$$NPSH_{r} = NPSH_{d} = \frac{p_{atm} - p_{v}}{\gamma} - H_{a} - \Delta P_{asp máx}$$
$$H_{a} = \frac{p_{atm} - p_{v}}{\gamma} - \Delta P_{asp máx} - NPSH_{r}$$

que es la máxima altura de aspiración teniendo en cuenta la cavitación, siendo aconsejable disminuir dicha altura en 0,5 m para asegurarse de que ésta no se produzca:

Fig IV.6.- Datos de curvas de colina de rendimientos, potencia y NPSH_{r} de una bomba centrífuga

 $H_{a} = \frac{p_{atm} - p_{v}}{\gamma} - \Delta P_{asp \text{ máx}} - \text{NPSH}_{r} - 0.5$

valor que no superará los 6,5 m pudiendo resultar mucho más pequeña e incluso negativa, por encima del eje de la bomba.

Para evitar la cavitación es necesario que: $\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \ge \text{NPSR}_r$; $\text{NPSH}_d \ge \text{NPSH}_r$; ésta comenzará a manifestarse cuando sean iguales.

Cuanto más pequeño sea el NPSH_r, tanto más estable será la bomba en lo que respecta a la cavitación.

IV.2.- COEFICIENTE DE THOMA

Se define el coeficiente σ de cavitación de Thoma como la relación entre el NPSH_r y la altura manométrica máxima $H_{man(máx)}$ correspondiente al rendimiento manométrico máximo.

$$\sigma = \frac{\text{NPSH}_{r}}{\text{H}_{m}} \rangle_{\eta_{\text{máx}}}$$

La altura del tubo de espiración es: $H_a = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - \Delta P_{asp} - \sigma H_{man_{máx}}$

Según Stepanoff, el coeficiente de Thoma se puede calcular, aproximadamente, por la expresión:

$$\sigma \approx 2,14.10^{-4} n_s^{4/3}$$

La semejanza dinámica queda garantizada si el coeficiente de Thoma es el mismo en el modelo y en el prototipo, es decir, en toda la serie de bombas geométricamente semejantes entre sí.



Fig IV.7.- Coeficiente de cavitación de las bombas centrífugas en función del nº específico de revoluciones

IV.3.- INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN LOS PARÁMETROS DE ENTRADA

El valor del NPSH_r se puede obtener en función de algunos parámetros de entrada, como el caudal q_1 y diámetro D_1 , en condiciones de rendimiento máximo, en la forma:

$$NPSH_{r} = \frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \Delta P_{EM} = \left| \Delta P_{EM} = k q_{1}^{2} = \alpha \frac{w_{1}^{2}}{2 g} \right| = \frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \alpha \frac{w_{1}^{2}}{2 g} = \left| \begin{array}{c} \alpha_{1} = 90^{\circ} \\ c_{1} = c_{1m} \end{array}; w_{1}^{2} = c_{1}^{2} + u_{1}^{2} \right| = 0$$

$$=\frac{c_{1}^{2}}{2 g} + \alpha \frac{c_{1}^{2} + u_{1}^{2}}{2 g} = \frac{c_{1}^{2} (1 + \alpha) + \alpha u_{1}^{2}}{2 g} = \begin{vmatrix} c_{1} = \frac{q_{1}}{\Omega_{1}} = \frac{4 q_{1}}{\pi D_{1}^{2}} \\ u_{1} = R_{1} w = \frac{\pi n D_{1}}{60} \end{vmatrix} = \frac{1}{2 g} \left\{ \frac{16 q_{1}^{2} (1 + \alpha)}{\pi^{2} D_{1}^{4}} + \frac{\alpha \pi^{2} D_{1}^{2} n^{2}}{3600} \right\}$$

en las que α es un coeficiente que depende de la forma del álabe y de las condiciones inherentes al paso del líquido del tubo al rodete, ($\alpha \approx 0.25$ en los rodetes corrientes).

El aumento del número de revoluciones de la bomba implica un aumento del caudal, lo que lleva implícito un aumento de la velocidad c_1 del líquido, (aumento de la NPSH_r), con la consiguiente caída de presión absoluta a la entrada M de los álabes del rodete impulsor, contribuyendo todo ello a la aparición de la cavitación, por lo que a veces es necesario limitar el caudal y el número de revoluciones de la bomba. En estas circunstancias, la pérdida de carga $\Delta P_{\rm EM}$ entre la entrada E y el punto M y la velocidad c_1 de entrada en el rodete varían, ya que la altura neta de entrada requerida NPSH_r depende del caudal.

Para el caso extremo de bombeo de líquidos a su temperatura crítica, el $NPSH_r$ es nulo, ya que el volumen ocupado por la fase líquida y el vapor saturado sería el mismo y al pasar de una fase a otra no existirá variación de volumen y, por tanto, golpeteo.

DIÁMETRO ÓPTIMO A LA ENTRADA DEL RODETE.- Si se conocen las condiciones de cavitación, se puede estudiar la corriente fluida a la entrada del rodete y calcular el diámetro D₁, ya que el NPSH_r depende de las velocidades c₁ y u₁, que a su vez, para q₁ y *n* dados, dependen del diámetro D₁. Para calcular el valor óptimo de D₁ en estas condiciones, se diferencia la ecuación anterior respecto a D₁, se iguala a cero, y se obtiene el diámetro óptimo D_{1(óptimo)} correspondiente a un NPSH_r crítico mínimo, en la forma:

$$\frac{d(NPSH_r)}{dD_1} = \frac{1}{2 g} \frac{d}{dD_1} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^4} + \frac{\alpha \pi^2 D_1^2 n^2}{3600} \right\} = \frac{1}{2 g} \left\{ \frac{-64 q_1^2 (1 + \alpha)}{\pi^2 D_1^5} + \frac{\alpha \pi^2 D_1 n^2}{1800} \right\}_{D_1 = D_1(\delta ptimo)} = 0$$

 $D_{1(\text{óptimo})} = 3,2519 \, \sqrt[6]{\frac{1+\alpha}{\alpha}} \, \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = k_0 \, \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = 4,95 \, \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}}$

en la que k_0 tiene un valor medio igual a 4,4 aunque en cálculos prácticos se recomienda, por posibles sobrecargas de las bombas un valor, $k_0 = 4,95$.

Si se introduce este valor en el NPSH_r se obtiene el NPSH_{r(mínimo)}:

$$(\text{NPSH}_{r})_{\min} = \frac{D_{1(\delta \text{ptimo})}^{2}}{2 \text{ g}} \left\{ \frac{16 \text{ } q_{1}^{2}(1+\alpha)}{\pi^{2} D_{1(\delta \text{ptimo})}^{6}} + \frac{\alpha \pi^{2} n^{2}}{3600} \right\} = \frac{k_{0}^{2}}{2 \text{ g}} \left(\frac{q_{1}}{n} \right)^{2/3} \left\{ \frac{16 \text{ } n^{2}(1+\alpha)}{\pi^{2} k_{0}^{6}} + \frac{\alpha \pi^{2} n^{2}}{3600} \right\} = \frac{k_{0}^{2}}{2 \text{ g}} \sqrt[3]{q_{1}^{2} n^{4}} \left\{ \frac{16 (1+\alpha)}{\pi^{2} k_{0}^{6}} + \frac{\alpha \pi^{2}}{3600} \right\} = \text{s} \frac{(q_{1} n^{2})^{2/3}}{2 \text{ g}}$$

siendo *s* un coeficiente que depende de α y k₀ de valor (s = 0,02 con α = 0,25), que se puede aplicar a los rodetes corrientes. Un aumento de la anchura b_I a la entrada del rodete, hace que el valor de *s* disminuya hasta s \approx 0,0125.

PRESIÓN ABSOLUTA DE ENTRADA.- La presión absoluta de entrada mínima en la bomba pE es:

$$\frac{p_{E(minima)}}{\gamma} + \frac{c_{E}^{2}}{2 g} = \text{NPSH}_{r(minimo)} + \frac{p_{v}}{\gamma}$$

$$\frac{p_{E(minima)}}{\gamma} = \text{NPSH}_{r(minimo)} + \frac{p_{v}}{\gamma} - \frac{c_{E}^{2}}{2 g} = s \frac{(q_{1}n^{2})^{2/3}}{2 g} + \frac{p_{v}}{\gamma} - \frac{c_{E}^{2}}{2 g}$$

NÚMERO DE REVOLUCIONES ADMISIBLE MÁXIMO.- Si el diámetro D_1 es el óptimo, la condición para que no haya cavitación en la bomba es:

$$NPSH_{r} \ge s \frac{\sqrt[3]{(q_{1} n^{2})^{2}}}{2 g} \implies n_{admisible \ máximo} = \frac{\sqrt[4]{\{\frac{2 g (NPSH_{r})}{s}\}^{3}}}{\sqrt{q_{1}}} = \sqrt[4]{(\frac{2 g}{s})^{3}} \frac{\sqrt[4]{(NPSH_{r})^{3}}}{\sqrt{q_{1}}} = \frac{\sqrt[4]{(\frac{2 g}{s})^{3}}}{\sqrt{q_{1}}} \sqrt[4]{(\frac{p_{E} - p_{v}}{\gamma} + \frac{c_{E}^{2}}{2 g})^{3}} \stackrel{(PE - Pv)}{= \sqrt{q_{1}}} \sqrt[4]{(\frac{p_{E} - p_{v}}{\gamma})^{3}}$$

en la que:

 q_1 viene dado en m³/seg, NPSH_r en metros, p en kg/cm² y γ en kg/dm³

 ${\bf k}_{\rm C}$ es el coeficiente crítico de cavitación, y es una constante propia de cada bomba, de valor:

$$k_{c} = \sqrt[4]{\left(\frac{20 \text{ g}}{\text{s}}\right)^{3}} = \left\{ \text{ s} = 0,02 \right\} = 985$$

que junto con *s* caracterizan las cualidades de cavitación de la bomba, es decir, el grado de predisposición de la misma cuando disminuye la presión absoluta a la entrada. A mayores valores de k_C (menores de s), tanto menor será la posibilidad de que la bomba entre en cavitación.

 $\begin{array}{l} Para \ las \ bombas \ centrífugas \ corrientes \ \left\{ \begin{matrix} 800 < k_C \ < 1200 \\ 0,025 > s > 0,015 \end{matrix} \right\} \ según \ la \ forma \ que \ tenga \ a \ la \ entra-da \ mayor \ en \ las \ bombas \ axiales \ (hélice), \ y \ disminuyendo \ con \ el \ número \ específico \ de \ revoluciones. \end{array}$

Para rodetes especiales, que poseen altas cualidades de anticavitación con ensanchamiento de la parte de entrada del rodete, se tiene que $\begin{cases} 2000 < k_{c} < 2200 \\ 0,008 > s > 0,007 \end{cases}$

La exactitud de los cálculos de la cavitación, es decir, el cálculo de $n_{máx}$ ó $p_{E(mínima)}$ depende de la precisión en la selección de los valores numéricos de $k_C y s$.

IV.4.- VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ASPIRACIÓN na

De igual forma que la velocidad específica n_q de una bomba indica el tipo de bomba (forma del rodete) la velocidad específica de succión n_a proporciona una idea de las características de aspiración del rodete, definiéndose en la forma:

$$n_{a} = \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt[4]{(NPSH_{r})^{3}}} \rangle_{\eta_{máx}}$$

Para el caso particular de un rodete de doble aspiración, el valor del caudal q a considerar es la mitad del total.



Fig IV.8.- Velocidad específica de succión y caudal frente a diversas configuraciones del rodete

Existen gráficos como el indicado en la Fig IV.8, en los que se relacionan la velocidad específica de aspiración (abscisas) y el porcentaje del caudal de máximo rendimiento para el que aparece recirculación en la aspiración (ordenadas), frente a distintos tipos de rodetes. Se observa, por ejemplo, que en bombas de simple aspiración, el campo de velocidades específicas de aspiración está comprendido entre 8000 (valor conservador) y 16000 (caudales elevados); algunos fabricantes trabajan con 10.000.

La velocidad específica de aspiración indica el grado de inestabilidad potencial de la bomba a cargas reducidas. En el punto de rendimiento máximo de la bomba no existe ningún fenómeno de recirculación a la entrada del rodete y el NPSH_r de la bomba se mantiene invariable. Sin embargo, a medida que el caudal de la bomba se reduce, y nos alejamos de las condiciones de funcionamiento de diseño (máximo rendimiento) aparecen fenómenos de recirculación en el ojo del rodete que conllevan una cavitación incipiente que pueden originar daños en el mismo.

A la hora de analizar una bomba es preciso ver la posición del punto de funcionamiento respecto al punto de máximo rendimiento y qué tipo de campo de regulación de caudal se ha de exigir. *En el caso hipotético de que el caudal coincida prácticamente con el caudal óptimo y permanezca invariable, el valor de la velocidad específica de succión de esta bomba carecería de importancia, ya que en estas condiciones de funcionamiento nunca aparecerán problemas de cavitación siempre que se mantenga que NPSH_d > NPSH_r.*

Ejemplo.- Si se dispone de una bomba de simple aspiración de $n_a = 11.000$ que sobrepasa los límites menos conservadores, no se dudaría en rechazarla; pero suponiendo que el caudal de funcionamiento fuese el 85% del de diseño y el caudal mínimo no inferior al 70% del de diseño, según la gráfica esta bomba sería totalmente válida para el servicio que se persigue, por lo que en el análisis del parámetro n_a hay que tener en cuenta otros factores propios de la bomba y de la regulación del sistema; en la Fig IV.8 se observa cómo las características de estabilidad mejoran sensiblemente para bombas a las que se les instala un inductor en la aspiración, Fig IV.9.

IV.5.- DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL NPSHr

La determinación de la $NPSH_r$ de una bomba se lleva a cabo en un banco de ensayos con instalación de agua en circuito cerrado; para el caudal y altura de prueba se somete a la aspiración de la bomba a una reducción paulatina de la presión.

Para ello se coloca un vacuómetro a la entrada para medir p_E , una válvula en la brida de impulsión de la bomba para variar el régimen y un caudalímetro para medir el caudal y la velocidad de entrada $c_E = \frac{q_1}{\Omega_F}$

Para una cierta altura de aspiración H_a se maniobra gradualmente la válvula hasta que aparezca la cavitación; en ese momento se miden el caudal y la presión p_E y se obtiene el NPSH_r correspondiente. Repitiendo el ensayo con otras alturas de aspiración H_a se obtienen una serie de puntos (NPSH_r, q) de la curva característica Fig IV.4, que primero es decreciente y después creciente, variando mucho estas circunstancias de unas bombas a otras. En el momento en que la altura diferencial o el rendimiento de la bomba cae en un 3% de su valor, se considera que la bomba comienza a cavitar por falta de NPSH_d en la tubería; en ese instante el NPSH_r = NPSH_d.

En algunas circunstancias la bomba no presenta señales anómalas de funcionamiento y sin embargo se puede encontrar bajo condiciones de cavitación; la única forma de saberlo es el estudio estroboscópico de la formación de burbujas a la entrada del rodete, que se lleva a cabo observando por una mirilla el borde de ataque de un álabe, mientras que por otra mirilla entra la luz estroboscópica controlada por el número de revoluciones de la bomba, determinándose la magnitud de las burbujas y de ahí la existencia o no de cavitación, ya que en la práctica no existen funcionamientos exentos de burbujas, por lo que éstas siempre estarán presentes, dependiendo de su tamaño la existencia o no de la cavitación.

IV.6.- CAUDAL MÍNIMO IMPULSADO POR UNA BOMBA CENTRÍFUGA

El caudal mínimo de funcionamiento continuo de la bomba viene prefijado por el constructor, por debajo del cual la máquina no debe operar; es función de los NPSH disponible y requerido, de la presión de vapor del líquido y de los esfuerzos que aparecen sobre el impulsor debido a la asimétrica distribución de presiones.

A medida que el caudal disminuye, el rendimiento de la bomba también disminuye, lo que se traduce en un aumento de la temperatura del líquido, (por refrigeración insuficiente), y por lo tanto, de su presión de vapor, por lo que el NPSH_d será inferior. El caudal mínimo se obtiene cuando el NPSH_d disminuido a causa del aumento de temperatura, sea igual al NPSH_r.

Temperatura del líquido.- El incremento de temperatura ΔT del líquido que circula por la bomba se determina por la diferencia entre la potencia absorbida en el eje de la bomba y la potencia hidráulica, despreciando las pérdidas por rozamiento en cojinetes y órganos de cierre.

Este incremento de temperatura es de la forma:

$$\Delta T = \frac{H_{man}}{427 c_{pF}} \left(\frac{100}{\eta_{man}} - 1 \right)$$

en la que: c_{pF} es el calor específico del líquido bombeado en Kcal/kg°C, y H_{man} en m.

El incremento de temperatura depende de las condiciones de aspiración y se determina por el incremento máximo admisible de la presión de vapor antes de la evaporación del líquido; el límite de esta condición se verifica, como sabemos, cuando hay equilibrio entre la presión de vapor p_v y la presión de aspiración p_E .

Si la diferencia entre la presión de vapor y la presión de aspiración diese lugar a un incremento de temperatura superior a 8°C se recomienda considerar este valor.

Si no se conoce el valor exacto de la altura manométrica correspondiente al caudal mínimo, se toma en primera aproximación la altura total con la válvula cerrada (caudal cero).

En bombas de flujo mixto y axiales ($n_a > 4.500$), la potencia aumenta a medida que se cierra la válvula de descarga, todo lo contrario a lo que ocurre con las bombas centrífugas normales en las que el motor, diseñado para trabajar en condiciones normales, se puede enfrentar con una carga de hasta dos veces la nominal cuando se arranca la bomba a válvula cerrada, por lo que siempre este tipo de bombas se arranca a válvula parcialmente abierta.

IV.7.- CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN

Una bomba centrífuga puede tener una presión en la brida de impulsión considerable pero apenas es capaz de producir una succión en la brida de aspiración, por lo que es necesario hacer llegar previamente líquido hasta la brida de entrada y además inundarla para que pueda empezar a trabajar. El *cebado* de la bomba es el llenado completo de la misma con el líquido a bombear, operación previa a la puesta en marcha del motor.

Si la bomba está siempre sumergida en el líquido (caso de una bomba vertical sumergida), estará siempre cebada y lista para entrar en funcionamiento.

Si el líquido es capaz de llegar a la brida de aspiración por su propio peso, debido a que el depósito de alimentación está a más altura que la bomba, el cebado es sencillo puesto que bastará con abrir la válvula de aspiración y la válvula de una pequeña línea de purga en la impulsión, que deje escapar el aire que va siendo empujado por el líquido entrante. Cuando el líquido comienza a salir por la línea de purga, la bomba estará cebada y se cierra esta válvula.

Para el caso en que el depósito se encuentre por debajo del eje de la bomba, conseguir el cebado puede ser complicado, por lo que el llevar a cabo una solución dependerá de las posibilidades que ofrezca el sistema de trabajo, el cual se puede realizar de varias formas, como: a) Mediante un llenado directo a través de manguera, caldera, etc.

b) Mediante un depósito auxiliar de carga, que sólo se utilizará para realizar el cebado.

c) Mediante una conexión directa desde el tanque de impulsión, solución que sólo será satisfactoria para los casos en los que el depósito de impulsión contenga algo de líquido (by-pass).

d) Mediante el uso de un eyector que cree vacío en el interior de la bomba, con lo que el líquido se verá atraído hacia la brida de aspiración por una diferencia de presiones.

Un cebado adecuado previo a la puesta en marcha es esencial, ya que sin él la bomba no solamente no funcionará, sino que además puede llegar a sufrir averías al girar en vacío y no existir líquido a impulsar, puesto que es éste mismo el que refrigera y lubrica el rodete.

Una vez arrancada la bomba, ésta puede trabajar en carga o en aspiración según que el nivel del depósito de aspiración esté por encima o por debajo de la misma. Esta diferencia de niveles representa la altura manométrica de aspiración que puede ser positiva o negativa. A la diferencia de niveles neta, (altura geométrica) se deben restar las pérdidas por rozamiento en tuberías y válvulas que haya entre el depósito y la bomba cuando la carga sea positiva (nivel de aspiración de la bomba por encima de ella) o sumarlas cuando la carga sea negativa (nivel de aspiración de la bomba por debajo de ella).

Como sabemos, la NPSH_r en metros de columna de líquido, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido que se está bombeando en ese mismo punto a la temperatura de succión. Este concepto es de gran importancia a la hora de elegir una bomba para que pueda manejar líquidos en ebullición o próximos a ella, así como líquidos altamente volátiles.

Una NPSH inadecuada (carga de succión demasiado baja) conduce a la aparición de bolsas de líquido vaporizado que ocasionan el fenómeno de la cavitación, influyendo en la buena marcha de la bomba. Cuando una tubería de aspiración tiene insuficiente NPSH_d, para una selección óptima de la bomba existen algunos métodos para aumentar o reducir la NPSH_r, o ambas cosas a la vez.

AUMENTO DE LA NPSH_d.- Se puede mejorar en las siguientes situaciones:

a) *Si el líquido está caliente*, se puede enfriar intercalando un refrigerante en la tubería, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye. También se puede conseguir aspirando el líquido en algún punto de la corriente en que esté a temperatura más baja. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de reducir la temperatura.

b) *Aumentando la altura mínima del líquido en la aspiración*, que en principio parece la solución más sencilla, (salvo que no resulte posible porque este nivel del líquido sea fijo, como en un río, estanque o lago, o porque la altura a la que hay que subir el nivel del líquido aspirado sea totalmente impracticable, o porque el coste sea excesivo). A menudo el elevar el nivel del líquido en la aspiración unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa y más eficiente, (ahorro tanto en el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento), que compensan los costes adicionales.

c) *El bajar el nivel de la bomba* permite seleccionar una de velocidad específica más alta, menos costosa y más eficiente. Una variante sería emplear una bomba vertical con el rodete impulsor bajo el nivel del suelo.

d) Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración, ya que se reducen las pérdidas de carga.

e) *Reduciendo las pérdidas por fricción en la tubería de aspiración*, que se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía.

f) Si entre el nivel inferior de aspiración y la bomba se intercala otra bomba que trasiegue el caudal aspi-

rado al tiempo que proporciona una altura diferencial pequeña, (justo la necesaria para aumentar el NPSH_d en la brida de aspiración de la bomba principal), y que tenga un NPSH_r bajo, (inferior al NPSH_d), el NPSH_d de la tubería de aspiración de la bomba principal se mejora; a la bomba intercalada se la denomina *bomba booster*. Esta solución es muy eficiente en las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles, más altas, producen ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como una mayor eficiencia y, a menudo, un menor número de etapas, que dan mayor fiabilidad. La bomba booster puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

REDUCCIÓN DE LA NPSH_r.- Se puede reducir:

a) Verificando un pulido en el ojo del rodete

b) Mediante la utilización de inductores Fig IV.9, (no aconsejables cuando se trasvasan líquidos que transportan sólidos erosivos, "slurry", etc.).

c) Se puede elegir una bomba sobredimensionada a un régimen bajo de revoluciones, dado que la $NPSH_r$ $(proporcional al cuadrado de la velocidad c_1)$ se reduce a medida que disminuye el caudal; esta solución tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables, ya que la cavitación produce unas oscilaciones de presión que si no se evitan dañarán la bomba.



Fig IV.9.- Inductor

El líquido debe entrar en la bomba en condiciones lo más alejadas posibles de su presión de vapor. La entrada al ojo del rodete fuerza la velocidad del líquido, lo que origina una depresión (torbellino), y si se está cerca de la vaporización, la caída de presión produce burbujas de vapor que al entrar en el rodete originan cavitación; en estas circunstancias el rodete se ve sometido a una intensa vibración que lo destruirá si no se para.

d) En bombas de velocidad específica alta se puede aumentar el diámetro del rodete, solución que reduce la NPSH_r porque disminuye la velocidad

c₁ del impulsor. Una velocidad baja puede tener muy poca influencia en el rendimiento de la bomba, (el rendimiento máximo se tiene para c1 mínima), o cerca del mismo, pero al funcionar con capacidad parcial puede ocasionar un funcionamiento ruidoso, borboteos hidráulicos y desgastes prematuros.

e) En aquellas situaciones en que el tubo de aspiración sea demasiado largo, se recurre a rodetes en los que mediante un *by-pass* se produce una recirculación del líquido a bombear, que permite trabajar con valores del NPSH_r relativamente pequeños.

f) Empleando velocidades de la bomba más bajas, ya que una vez que se ha seleccionado un valor razonable de la velocidad específica de aspiración, cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será la NPSH_r. El problema es que, para el mismo servicio, una bomba de baja velocidad es más costosa y menos eficiente que otra de alta velocidad, por lo que la baja velocidad de la bomba rara vez es la más económica.

g) Empleando un impulsor de doble succión, solución que es la más deseable, en particular para grandes caudales.

V.- BOMBAS CENTRIFUGAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

V.1.- VARIACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CON LA VELOCIDAD DE ROTA-CIÓN

La altura manométrica y el caudal de una bomba varían según la velocidad de rotación, dependiendo esta variación de las leyes de semejanza:

$$\frac{q}{q'} = \frac{n}{n'}$$
; $\frac{H_m}{H_m'} = \frac{n^2}{n'^2}$

La ley de variación de H_m , q y n, viene a su vez definida por la ecuación de las curvas características, de la forma:

$$H_m = A - Bq - Cq^2$$

en la que los valores de A y B son:

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \right| = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 = C_1 n^2 \quad ; \quad C_1 = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600 \text{ g}} = 2,7975 \cdot 10^{-4} D_2^2$$
$$B = \frac{\cot g \beta_2}{g k_2 \Omega_2} \frac{\pi D_2 n}{60} = C_2 n \quad ; \quad C_2 = \frac{\pi D_2 \cot g \beta_2}{60 \text{ g} k_2 \Omega_2} = 5,3428 \frac{D_2 \cot g \beta_2}{k_2 \Omega_2}$$

por lo que el valor de H_m será:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

que es la ecuación de las curvas características, en la que C_1 y C_2 son constantes para cada bomba y C es otra constante propia de la bomba e independiente de la velocidad de giro.

V.2.- SUPERFICIE CARACTERÍSTICA

Si la ecuación anterior se representa en el espacio tomando como ejes ortogonales H_m , q y n, resulta una superficie que es la característica de la bomba centrífuga, *paraboloide hiperbólico*; si en dicha super-

ficie se considera la intersección con la familia de planos paralelos al (H_m, q) , es decir, planos de ecuación, n=Cte, se obtiene una familia de parábolas que constituyen las curvas características de la bomba, a diversas velocidades de rotación, cuyas ecuaciones se deducen dando a *n* diversos valores, Fig V.1, parábolas que vienen determinadas por un parámetro de la forma $p = \frac{C}{2}$ que, para una bomba dada, es constante para toda la familia de curvas características, ya que C es independiente de la velocidad de rotación *n*.



Fig V.1.- Representación espacial de las curvas características de una bomba

De ello se deduce que las curvas características de una bomba dada correspondientes a distintas velocidades de rotación n son congruentes.

Si estas curvas características se proyectan sobre un plano paralelo al (H_m , q), Fig V.2, se obtiene una familia de parábolas congruentes, de forma que sus máximos A_1 , A_2 , A_3 ... están a su vez sobre otra parábola (OA); asimismo, cada serie de puntos homólogos B_1 , B_2 , B_3 ..., C_1 , C_2 , C_3 ..., estarán sobre otras tantas parábolas (OB), (OC), respectivamente.



Fig V.2.- Proyección sobre el plano (Hm,q) de las curvas características de una bomba

En efecto, dadas una serie de curvas características de una bomba, correspondientes a velocidades de giro n_1 , n_2 , n_3 ..., y si en dichas curvas se consideran los máximos A_1 , A_2 , A_3 ..., que corresponden a puntos homólogos (H_{mA1} , q_{A1}), (H_{mA2} , q_{A2}), (H_{mA3} , q_{A3}) ..., respectivamente, las ecuaciones de semejanza quedan en la forma:

en donde k_A es una constante para todos los puntos homólogos A_1 , A_2 , A_3 ..., que estarán sobre una parábola (OA) de regímenes semejantes, (igual rendimiento), de ecuación:

$$H_{mA} = k_A q_A^2$$

en la que la constante k_A se deduce conociendo uno cualquiera de estos puntos, dividiendo la altura manométrica del mismo por el cuadrado del caudal correspondiente.

Asimismo, en cualquier otra serie de puntos homólogos que no sean los máximos, las leyes de semejanza serían idénticas, de la forma:

$\frac{{\rm H}_{mB_{1}}}{{\rm q}_{B_{1}}^{2}} =$	$\frac{H_{mB_2}}{q_{B_2}^2} = \dots =$	$\frac{H_{mB}}{q_B^2} = k_B$			
$\frac{{\rm H}_{\rm mC_{1}}}{{\rm q}_{\rm C_{1}}^{2}} =$	$\frac{H_{mC_2}}{q_{C_2}^2} = \dots =$	$\frac{\mathrm{H}_{\mathrm{mC}}}{\mathrm{q}_{\mathrm{C}}^2} = \mathrm{k}_{\mathrm{C}}$	⇒	$H_{mB} = k_B q_B^2 ;$	$H_{\rm mC} = k_{\rm C} q_{\rm C}^2$

que dicen que, los puntos homólogos están sobre otras tantas parábolas cuyas ecuaciones son las indi-



cadas en dicho sistema.

Estas parábolas se conocen como *parábolas de regimenes semejantes*. De todo ello se deduce que si se conoce la curva característica correspondiente a un número de revoluciones *n*, se conocen todas las curvas características para un número de revoluciones cualquiera.

Si por ejemplo se conoce la curva característica correspondiente a n_1 rpm y el punto de funcionamiento dado por el caudal q_{A1} y la altura manométrica H_{mA1} del punto A_1 de dicha curva característica, se determina la constante k_A en la forma:

$$k_{A} = \frac{H_{mA_{1}}}{q_{A_{1}}^{2}}$$

y a partir de ella la ecuación de la parábola de regímenes semejantes (OA):

$$H_{mA} = k_A q_A^2$$

que en la posición A_2 , (dado que A_1 y A_2 tienen el mismo rendimiento por estar sobre la misma parábola de regíme-

Fig V.3.- Ensayo completo de una bomba centrífuga a diferente nº de rpm. Curvas, Hm = f(q) ; N = f(q) ; η = f(q)

nes semejantes), permite determinar el caudal q_{A2} o la altura H_{mA2} si se conoce n_2 , o viceversa, mediante las expresiones:

$$q_{A_2} = q_{A_1} \frac{n_2}{n_1}$$
$$H_{mA_2} = H_{mA_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = H_{mA_1} \left(\frac{q_{A_2}}{q_{A_1}}\right)^2$$

En general, la curva característica suele aparecer con una ligera caída hacia la derecha; en principio podría parecer que mejor hubiera sido horizontal, pues permitiría regular la bomba en amplios intervalos de caudales, dando siempre la misma presión o altura de impulsión; sin embargo, el caudal se puede regular accionando la válvula de impulsión, de forma que la variación de presión que con ésto se provoca, permite ajustar el caudal al valor deseado. La determinación del nº de revoluciones de la nueva curva característica de la bomba, al modificar el caudal, se indica en el apartado V.4

V.3.- COLINA DE RENDIMIENTOS

Una propiedad muy importante que liga los puntos A_1 , A_2 , A_3 ..., B_1 , B_2 , B_3 ..., es que el rendimiento manométrico es constante para cada parábola de regímenes semejantes, pero distinto de una serie de puntos a otra sobre la curva característica; conviene indicar asimismo que entre los distintos puntos de una misma curva característica de una bomba, no se verifican las relaciones de semejanza, pues, aunque se cumple la condición de semejanza geométrica por tratarse del mismo rodete, no se cumple la semejanza cinemática, por cuanto los triángulos de velocidades no son semejantes, ya que aunque el ángulo β_2 del rodete es fijo para un rodete determinado, así como la velocidad periférica u₂, resulta que al ser los caudales q_A, q_B, q_C, ... distintos, las velocidades absolutas de salida c₂ también serán distintas con ángulos α_2 diferentes.

Los puntos de rendimiento manométrico máximo $M_1, M_2 \dots$, serán, por lo tanto, puntos de una parábola de regímenes semejantes, tal, que la tangente en estos puntos a las curvas características correspondientes, pasan todas por los puntos *b* de la Fig V.4, intersección de las rectas ($H_t = A - B q$) con el eje de caudales *q*.



Fig V.4.- Determinación de los rendimientos en bombas centrífugas



Fig V.5.- Curva de rendimiento manométrico perteneciente a una curva característica determinada

En efecto, si por el punto b_1 se traza una recta cualquiera arbitraria que corte a la curva característica en dos puntos, $A_1 y B_1$, las paralelas al eje de alturas manométricas H_m trazadas por estos puntos, determinarán en la recta, $H_t = f(q)$, los puntos $A^* y B^*$, y en el eje q, los A' y B' verificándose que:

$$\frac{\overline{RO}}{\overline{FO}} = \frac{\overline{A_1A'}}{\overline{A*A'}} = \frac{\overline{B_1B'}}{\overline{B*B'}} = \frac{H_m}{H_t} = \eta_{max}$$

por lo que los puntos A_1 y B_1 son de igual rendimiento manométrico, de valor:

$$\eta_{man} = \eta_{manA'} = \eta_{manB'} = \frac{\overline{RO}}{\overline{FO}}$$

y, por lo tanto, para cada valor del rendimiento manométrico existen, para cada curva característica, dos parábolas de regímenes semejantes que lo tienen, las cuales se encuentran a uno y otro lado de la parábola de regímenes semejantes de máximo rendimiento manométrico.



Fig V.6.- Colinas de rendimientos BC.V.-53



Fig V.7.- Curvas características de una bomba hélice y colina de rendimientos

Aunque teóricamente para un número infinito de álabes las curvas de igual rendimiento pasan por el origen O, lo cierto es que para un número finito de álabes, se unen tanto por la parte inferior para pequeños caudales, como por la parte superior para grandes caudales, dando origen a unas curvas cerradas cuyo conjunto forma lo que se denomina *colina de rendimientos*. La justificación de este hecho radica en que cada rodete tiene un rendimiento máximo para una velocidad de giro determinada, por lo que los rendimientos reales para z álabes serán tanto más pequeños que los correspondientes teóricos (∞ álabes) cuanto más se aleje la velocidad de giro de la óptima de funcionamiento correspondiente al rendimiento máximo de la bomba.

Hay que tener en cuenta que los gráficos de la colina de rendimientos, dan las alturas manométricas y los rendimientos en función de los caudales, para todas las posibilidades de funcionamiento de la bomba centrífuga con velocidades de giro variables; sin embargo la bomba tiene que girar a la velocidad que proporcione el motor al que está acoplada por lo que sus posibilidades de funcionamiento se tienen que adaptar a las de la curva característica correspondiente a dicha velocidad de giro.

V.4.- PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

El régimen de trabajo de una bomba centrífuga viene determinado por el punto de intersección de la curva característica de la bomba y de la tubería, y por éso, al ser la característica de la tubería invariable, salvo que se actúe sobre la válvula de impulsión, el cambio del número de revoluciones de la bomba provoca el desplazamiento del punto de trabajo a lo largo de la característica de la tubería. Si por la tubería se trasiega el líquido de un nivel inferior a otro superior, y la característica de la tubería tiene la forma indicada en la Fig V.8, el cambio de revoluciones de la bomba de n_1 a n_2 provoca el desplazamiento sobre la característica de la tubería de A a B, que pertenecen a distintas parábolas de regímenes semejantes, por lo que no es posible aplicar las fórmulas de semejanza de los regímenes por cuanto no se mantiene el rendimiento.

En consecuencia hay que hallar un punto C sobre la curva característica inicial a n_1 , intersección con la parábola de regímenes semejantes que pasa por B; el punto C es de igual rendimiento que el B, y una vez hallado el caudal q_C , se pueden aplicar las fórmulas de semejanza entre B y C, y así hallar el número de revoluciones n_2 . Las bombas centrífugas se construyen para que funcionen en condiciones de rendimiento máximo y, por lo tanto, en su elección parece lógico pensar que para una tubería de impulsión determinada, no sirva cualquier bomba, sino aquella que cumpla precisamente con la premisa de que su zona de máximo rendimiento, coincida con la inmediata al punto de funcionamiento.

SITUACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA.- La Fig V.9 muestra dos curvas características (H_m, q) para dos diámetros de rodete, máximo y mínimo, que pertenecen a la misma bomba, y en la que se han fijado unos puntos de funcionamiento con particularidades muy diferentes.



Fig V.8.- Puntos de funcionamiento



A.- Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro máximo del rodete impulsor.- Esta bomba no tiene posibilidades de aumentar su caudal y altura para el caso de verificarse una alteración en las pérdidas de carga de la tubería o se requiera una ampliación de capacidad de la instalación, ya que no dispone de un rodete de mayor diámetro..

B.- Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro mínimo del rodete impulsor.- Esta bomba está muy sobredimensionada para las condiciones de operación exigidas, por lo que su precio no será muy competitivo.

C.- Punto de funcionamiento muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.- La bomba está sobredimensionada, ya que si la bomba genera una carga elevada, la pérdida de energía será notoria (bajo rendimiento).

Velocidad específica alta.- Para bombas de alta velocidad específica n_q y gran caudal, un alto desplazamiento a la izquierda del punto de funcionamiento respecto del de máximo rendimiento implica:

- U*n alto esfuerzo radial* que puede provocar el contacto entre rodete y carcasa con el consecuente deterioro de la bomba

- Un calentamiento del líquido (por bajo rendimiento), que afecta al aumento de su tensión de vapor y, por lo tanto, una disminución del NPSH_d en la aspiración de la bomba con una posible cavitación.

Velocidad específica baja.- Si la bomba genera una carga muy baja, siendo pequeña su velocidad específica, se intercala entre las bridas de aspiración y de impulsión de la bomba un by-pass que recirculará la diferencia entre el caudal impulsado por la bomba y el requerido por el proceso. Esto se puede llevar a cabo siempre que no se encuentre en el mercado una bomba competitiva que alcance el caudal de operación sin requerir intercalar el by-pass.

D.-Punto de funcionamiento situado ligeramente a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.- Curva

de funcionamiento por debajo de la correspondiente a diámetro máximo; cuando se requiera un aumento de la altura creada por la bomba como consecuencia de un incremento en la pérdida de carga de la tubería, se instala un rodete de diámetro mayor y así se alcanzan las nuevas condiciones de operación. Un aumento del caudal desplazaría el punto a la derecha por lo que el rendimiento se incrementaría y tendería al de funcionamiento óptimo.

E.- Punto de funcionamiento a la derecha de máximo rendimiento.- Bombas subdimensionadas, ya que al incrementar el caudal disminuye el rendimiento. Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento a la derecha de la zona de máximo rendimiento implica un alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con su consecuente deterioro.

V.5.- ZONAS DE INESTABILIDAD DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las curvas características, $H_m = A - B q - Cq^2$, tienen un máximo de H_m para un caudal ($q \neq 0$).

Las pérdidas de carga internas, que son proporcionales al cuadrado del caudal, no se anulan para (q = 0) y tienen un valor mínimo para el caudal de trazado q_t , Fig V.11, lo cual permite concebir que, cuando la curva de pérdidas internas Δi presente una fuerte curvatura, el máximo de las curvas características se desplazará hacia la derecha del punto correspondiente al caudal nulo, pudiéndose comprobar que la altura manométrica proporcionada por un caudal nulo H₀ es inferior a la altura manométrica H_{mC} que define un punto C de la curva característica, que representa el máximo de la curva.

En ciertas condiciones de funcionamiento, la zona situada a la izquierda del punto máximo de la curva característica es inestable, provocándose para puntos de funcionamiento comprendidos en esta zona fluctuaciones del caudal y de la altura manométrica que pueden motivar, incluso, la imposibilidad de bombeo. En principio, una bomba cuya curva característica presente un máximo, puede cumplir perfectamente con las condiciones de operación y regulación impuestas, que se efectúan, generalmente, mediante estrangulación sobre una válvula, *lo que permite modificar la curva característica de la tubería por variación del caudal*.

Cuando la carga de la tubería tenga una alta componente estática, el punto de arranque podría estar muy cerca del punto de corte o parada.

Si la curva de la bomba presenta un máximo, pueden ocurrir dos fenómenos.

a) A la izquierda del máximo Fig V.10.a, la intersección de la curva característica de la tubería S con la de la bomba queda muy indefinida, lo que puede originar una fluctuación del caudal y altura del sistema entre los valores $(q_2 - q_1)$ y $(H_{m2} - H_{m1})$ que se puede traducir en fuertes golpeteos sobre la máquina con su consiguiente deterioro.

b) En las Fig V.10.b.c se observa que la curva característica de la tubería se puede modificar actuando sobre la altura geométrica (nivel del depósito variable), o actuando sobre la válvula de impulsión de la tubería variando las pérdidas de carga de la misma. Si la perturbación se produce, por ejemplo, porque el depósito se está llenando, una vez que la bomba está actuando, se pueden originar dos puntos de funcionamiento A_1 y A_2 , de los que sólo el A_2 tiene sentido ya que como el depósito se está llenando, su altura va aumentando, por lo que vamos de A_2 hacia arriba.

Si se actúa sobre la válvula de impulsión, cerrándola paulatinamente, el caudal disminuye, por lo que *aumentan las pérdidas de carga en la tubería manteniendo la misma H.*



Fig V.10.- Zona inestable con fluctuaciones

Se observa que, cuando el caudal sea $q_{A'}$, si se cierra algo más la válvula la bomba dejará de impulsar, ya que la altura manométrica de la tubería sería superior a la que la bomba puede generar, no impulsándose ningún caudal por cuanto no se cortan las curvas características de la tubería y de la bomba.

CASOS PARTICULARES.- Los inconvenientes de la presencia del máximo de la curva característica de la bomba, o lo que es lo mismo, de la zona inestable, se pueden resumir en las siguientes situaciones:

a) Rápido crecimiento del consumo.- Si se considera que la bomba alimenta un depósito elevado a nivel constante, siendo B el punto de funcionamiento, proporciona un caudal q_B a una altura manométrica



 H_{mB} . Si en un instante dado se produce un crecimiento rápido del consumo de forma que éste supera el caudal q_B suministrado por la bomba a *n* constante, la altura manométrica correspondiente al nivel del depósito decrecerá desde H_{mB} hasta $H_{mB'}$, y en esta nueva situación de equilibrio dinámico, la bomba suministrará un caudal $q_{B'}$ inferior al primitivo q_B ; de esta forma, al mantener un consumo superior al caudal impulsado por la bomba, y suministrar ésta un caudal inferior $q_{B'}$, el nivel del depósito seguirá descendien-

do a ritmo cada vez más acelerado, de forma que, cuando su altura manométrica llegue al valor H_0 , la bomba dejará de suministrar caudal.

b) Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba.- Si por cualquier circunstancia, cuando la





bomba esté funcionando en el punto B, disminuye repentinamente el caudal impulsado por la misma, por ejemplo, a consecuencia de una irregularidad en la alimentación eléctrica del motor que acciona la bomba, con la subsiguiente disminución de su velocidad de giro, pero manteniendo constante el consumo, igual al primitivo q_B , resulta que al disminuir el caudal proporcionado por la bomba, pasando del q_B al $q_{B'}$, la altura del depósito descenderá, bajando a su vez la altura manométrica, y como el consumo se mantiene constante, el nivel del depósito descenderá a ritmo cada vez más acelerado, hasta llegar a una altura manométrica H_0 , en cuyo ins-

tante, y al igual que en el caso anterior, la bomba dejará de funcionar, Fig V.12.

c) Disminución rápida del consumo.- Si cuando la bomba está funcionando en el punto B, disminuye rápidamente el consumo, al ser éste inferior al caudal enviado por la bomba, el nivel del depósito se eleva-



Fig V.13.- Disminución rápida del consumo

rá, y por lo tanto, la altura manométrica que tiene que vencer la bomba que será mayor que H_{mB} . Al crecer la altura manométrica aumenta el caudal enviado por la bomba; el nivel del depósito asciende a un ritmo cada vez más acelerado, al ser cada vez mayor la diferencia entre el caudal suministrado y el consumo, llegándose así a una altura manométrica H_{mC} , correspondiente al máximo de la curva característica, pero el nivel del depósito, y por lo tanto la altura manométrica máxima H_{mC} que puede

suministrar la bomba, Fig V.13.

En el momento en que la altura manométrica correspondiente al depósito sea superior a la altura manométrica máxima proporcionada por la bomba H_{mC} , ésta dejará de suministrar caudal, y pasará al punto A de la curva característica correspondiente a caudal nulo; como la altura H_0 es inferior a la H_{mC} , y ésta a la del depósito, se invertirá el sentido de la circulación, descargándose el depósito a través de la bomba, hasta que su altura manométrica descienda hasta el valor H_0 en cuyo instante la bomba dejará de funcionar.

d) Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba.- Supongamos que la bomba está trabajando en el punto B; si por una anomalía aumentan las rpm del motor que la acciona, se pasará a otra cur-



Fig V.14.- Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba

va característica, creciendo la altura manométrica y el caudal suministrado por la bomba, y en el supuesto de que el consumo se mantenga constante, se elevará el nivel del depósito, lo que a su vez motiva en la bomba nuevos puntos de funcionamiento con alturas manométricas cada vez mayores que, a su vez, implican una elevación del nivel del depósito, hasta alcanzar el correspondiente a la altura manométrica máxima $H'_{mC'}$ que podría alcanzar la bomba para el nuevo número de revoluciones.

Pero como en el caso anterior, el nivel del depósito seguirá creciendo proporcionando alturas manométricas por encima de la máxima de la bomba; en el instante en que

la correspondiente al depósito supera a la de la bomba, ésta dejará de suministrar caudal, pasándose a un punto de la curva característica, correspondiente a caudal nulo, invirtiéndose la circulación en la tubería de impulsión, descargándose el depósito a través de la bomba, hasta que se alcance la altura manométrica correspondiente a caudal cero H'₀ en cuyo momen-to la bomba deja de funcionar.

A veces, cuando las curvas características de la bomba son planas en la zona inestable, o que presentan un máximo, se puede aumentar su inclinación en la zona estable por motivos de regulación, mediante la instalación de un diafragma en la brida de impulsión, lo que provoca una pérdida de carga en la bomba, que si bien por un lado cumple con el objetivo de conseguir una inclinación óptima de la curva característica, por otro acarrea las siguientes desventajas,

a) Caída de rendimiento de la bomba que supone una pérdida de potencia

b) Si el líquido lleva en suspensión partículas abrasivas, éstas irán aumentando el diámetro interno del diafragma disminuyéndose con el tiempo el efecto perseguido.

c) En el caso de líquidos corrosivos, el diafragma se fabrica con aleaciones especiales, lo que puede

encarecer considerablemente la bomba.

d) La instalación de un diafragma requiere montar un rodete impulsor de diámetro superior al que correspondería sin que se colocase el mencionado diafragma.



El punto *a* de la Fig V.15 corresponde a las condiciones de caudal $q_a y$ altura H_{ma} requeridos. La c.c. A es la correspondiente a un diámetro del rodete impulsor d_A que cumple con las condiciones del punto de funcionamiento *a* pero a la que hay que aumentar la inclinación; para lograrlo se fija un diámetro del rodete impulsor d_B superior, que genere la c.c. B de forma que al instalar en la bomba un diafragma, la c.c. B pase a ser la c.c. C, (d_e + diafragma)

Por lo que respecta al caudal no es conveniente hacer funcionar una bomba con un caudal muy bajo, ya que como el mismo líquido actúa de refrigerante, si el caudal no es suficiente hay peligro de calentamiento. Si el caudal es muy grande las pérdidas de presión a lo largo de la tubería de aspiración pueden ser elevadas, llegando un momento en que la presión a la entrada se hace igual a la presión de vapor del líquido y la NPSH_d se hace igual a cero; a partir de ese punto se produce cavitación al existir burbujas de vapor dentro de la bomba; por lo tanto, existe otro límite en cuanto al caudal máximo, por encima del cual la bomba no puede operar.

En la curva de potencia aplicada a la bomba se observa que ésta aumenta con el caudal, por lo que a caudales grandes se puede llegar a sobrecargar el motor, si éste no está suficientemente sobredimensionado. Todo ésto delimita la *zona de funcionamiento* de la bomba.



Fig V.16.- Curvas características para densidades distintas

Influencia de la densidad- El caudal y la altura de impulsión, en metros de columna de líquido, que puede desarrollar una bomba centrífuga vienen dadas por la curva característica de la misma. Ambas magnitudes son invariables mientras se mantenga constante la velocidad de giro del rodete; si los líquidos a bombear son distintos, la altura manométrica conseguida será la misma para los dos líquidos, si se mantiene el mismo nº de revoluciones.

De las dos columnas de líquido de igual altura manométrica, la correspondiente al más denso ejerce una mayor presión sobre la brida de impulsión; si hay que impulsar una misma cantidad de líquido a una misma altura, la energía necesaria será tanto mayor cuanto más pesado sea éste, por lo que una variación de la densidad del líquido a bombear hará variar la presión en la brida de impulsión y la potencia a aplicar a la bomba.

Si se observan la curva característica (Hm,q), la curva de rendimiento y la curva de potencia, las dos primeras son comunes, independientemente de la densidad del líquido, pero la curva de potencia varía desplazándose hacia abajo puesto que al disminuir la densidad se necesita menor potencia; lo mismo ocurre con las curvas de presión.

RELACIONES ENTRE ALGUNAS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO.- Si se supone una bomba que alimenta un depósito superior y se abre la válvula de impulsión, la presión disminuye y la altura manométrica también, aumentando el caudal, por lo que al ser la presión en la brida de aspiración de la bomba la misma, la presión diferencial $(p_{imp} - p_{asp})$ será menor.

Si se abre la válvula de aspiración aumentará la presión en la brida de aspiración de la bomba, disminuyendo la presión diferencial y la altura manométrica, aumentando el caudal; regulando la presión en la brida de impulsión de la bomba por medio de la válvula, se consigue el caudal deseado.

Si la velocidad del rodete es constante, un aumento del caudal supone un esfuerzo mayor para bombearlo a la misma velocidad lo que implica un aumento de la potencia.

En el *arranque* la potencia consumida por el motor es muy grande; inicialmente el rendimiento es nulo, y aunque la potencia en el motor sea máxima, la utilizada por la bomba es mínima, siendo el caudal prácticamente nulo.

En cuanto a la bomba hay que tener cuidado de que el caudal no baje del mínimo para evitar calentamientos en el rodete, así como no superar el máximo para evitar la cavitación o se queme el motor. Este aumento de caudal por encima del máximo puede suceder no sólo por una disminución excesiva de la presión de salida de la bomba, sino también por un aumento excesivo de la presión de entrada. Lo que interesa es mantener siempre una presión diferencial correcta buscando el caudal óptimo.

Por lo que respecta a la *densidad* del líquido, la curva característica no se modifica al variar la densidad; para una misma posición de las válvulas, si cambiamos un líquido por otro de densidad menor, el caudal va a seguir siendo el mismo, y la altura manométrica también, pero la presión en la brida de impulsión de la bomba va a ser menor, proporcional a la relación entre las densidades, por lo que la presión diferencial será menor, y la curva de presión diferencial en función del caudal se desplaza hacia abajo. En cuanto a la *potencia*, es evidente que para manejar el mismo caudal de un líquido menos denso, la potencia será menor.

V.6.- INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, EN LA CORRECCIÓN PARCIAL DE LA ZONA INESTABLE DE SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Los ejemplos anteriores ponen de manifiesto algunas de las anomalías en el funcionamiento de una bomba, motivadas por la existencia de un tramo de curva característica creciente (zona inestable). Resulta obvio que, para subsanar estos fallos, es necesario eliminar esta parte de dicha curva característica, o zona inestable, utilizando únicamente la zona decreciente o zona estable.

Un aumento del número de revoluciones de la bomba puede corregir parcialmente el defecto de la presencia de un máximo C de la curva característica, Fig V.17, de forma que se pueda llegar a anular, incluso, la zona inestable.

Sabemos que la ecuación de las curvas características es:

 $H_{m} = C_{1} n^{2} - C_{2} nq - Cq^{2}$

en la que tanto C_1 como C_2 son constantes para cada bomba, y C es otra constante que sabemos depende de las pérdidas de carga internas y es independiente del número de rpm de la bomba.

La altura total H_t de la bomba es:

$$H_t = A - Bq = C_1 n^2 - C_2 nq$$

que sabemos es una recta cuya inclinación aumenta cuando crece el número de revoluciones de la bomba, ya que al ser la ordenada en el origen de la forma $A = C_1 n^2$ crece con el cuadrado de la velocidad de giro, mientras que la abscisa para $H_t = 0$ crece solamente con n de la forma:



Fig V.17.- Influencia de la velocidad de giro en la corrección parcial de la zona inestable

Ahora bien, cuando la inclinación de la recta H_t aumenta, (por aumentar *n*), el máximo C_1 de la curva característica para n_1 rpm:

 $H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$

se desplazará hacia la izquierda, pudiendo incluso llegar a coincidir con el punto A_2 de caudal nulo, para n_2 rpm mayor que n_1 rpm.

El valor de la altura manométrica H_m se puede poner en la forma:

$$H_m = H_t - Cq^2$$

y al representarla para n_1 y n_2 se han obtenido las curvas características $(A_1C_1D_1)$ y $(A_2C_2D_2)$, respectivamente, observándose que la curva característica $(A_1C_1D_1)$ correspondiente a n_1 rpm, tiene una zona inestable (A_1C_1) , mientras que la curva característica $(A_2C_2D_2)$ correspondiente a n_2 mayor que n_1 , no tiene un máximo de tangente horizontal y, por lo tanto, no existe en ella zona inestable. Si no se consigue hacer desaparecer totalmente la zona inestable de la curva característica, lo que se suele hacer es utilizar la bomba en puntos de funcionamiento situados a la derecha del máximo, que es la zona donde se tiene el máximo rendimiento, zona estable, en la que los puntos de funcionamiento realizan una autoregulación entre los caudales aportados y consumidos.

Si la curva característica *no tiene zona inestable*, la máxima altura manométrica H_{m0} se produce para caudal nulo. Para este caso, se pone de manifiesto el papel de la autoregulación, por cuanto si, repentinamente, se produce una importante disminución del consumo, el nivel del depósito crece rápidamente, llegándose a un punto de equilibrio N, situado a la izquierda del punto de funcionamiento primitivo M; si el depósito llegara a alcanzar un nivel de altura H_{m0} correspondiente al máximo de la curva característica, el depósito no descargaría nunca a través de la bomba, ya que desde el momento en que la altura del nivel del depósito alcanzase o superase la altura manométrica H_{m0} el caudal impulsado por la bomba se anularía, de forma que su punto de funcionamiento pasaría rápidamente al punto de caudal nulo y máximo de la curva.

Al cesar el caudal de la bomba, el nivel del depósito comienza a descender, y cuando éste sea inferior a H_{m0} , la bomba proporcionará caudales crecientes con el descenso del depósito, de forma que se establece un equilibrio en el que se vuelven a igualar el caudal aportado y el consumido.

VI.- BOMBAS CENTRÍFUGAS ACOPLAMIENTOS Y EMPUJE AXIAL

VI.1.- RODETES MÚLTIPLES

Hemos visto que las bombas centrífugas tienen limitado su número de revoluciones específico, y como la altura manométrica generada por la bomba es función de n_s se tiene una cota superior de la altura manométrica que no se puede superar; por eso, cuando se requieren alturas manométricas H_m superiores a las que pueden obtenerse con un solo rodete simple, el problema se resuelve asociando rodetes en serie, en los que el caudal q que puede bombear el conjunto es el que puede bombear uno solo de los rodetes, es decir, no hay suma de caudales, mientras que, la altura manométrica de dicha serie de rodetes será suma de las alturas manométricas de todos los rodetes acoplados.

Este acoplamiento en serie se puede realizar de dos formas:

a) Mediante rodetes múltiples

b) Colocando en serie las bombas de rodete simple

sistemas que tienen ventajas e inconvenientes que se analizarán más adelante.

Otro tanto sucede para el caso de bombas o rodetes acoplados en paralelo, que procede cuando se requieren caudales superiores a los que pueden obtenerse con un único rodete simple; el problema se resuelve asociando rodetes en paralelo, en donde la altura manométrica H_m a que puede bombear el conjunto es la de uno de los rodetes simples, es decir, no hay suma de alturas manométricas, mientras que el caudal de dicho acoplamiento es la suma de los caudales de todos los rodetes asociados.

Dicho acoplamiento en paralelo se puede realizar de dos formas:

- a) Mediante rodetes múltiples
- b) Colocando en paralelo las bombas de rodete simple

VI.2.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN PARALELO

Para este caso de acoplamiento en paralelo, el caudal circulante q a través de la bomba múltiple,

es la suma de los caudales correspondientes a los X rodetes iguales que la constituyen.

La potencia N de la bomba múltiple será la suma de las potencias correspondientes a los X rodetes iguales que la integran. La altura manométrica H_m es única, tanto en la bomba múltiple, como en cada uno de los X rodetes que la integran.

La velocidad de giro *n*, es común a la bomba múltiple y a los X rodetes iguales que la constituyen.

Cada uno de los X rodetes iguales acoplados en paralelo, tiene las siguientes características:

n número de rpm, **q'** caudal circulante, H_m altura manométrica, **N**' potencia, $n'_q = \frac{n\sqrt{q'}}{H_m^{3/4}}$ es el n° de re-

voluciones específico americano y $n'_{s} = \frac{n\sqrt{N'}}{H_{m}^{5/4}}$ es el n° de revoluciones específico europeo

Las características de la bomba múltiple, integrada por X rodetes iguales son:

n rpm, q = Xq' es el caudal circulante, N = XN' es la potencia, H_m es la altura manométrica

$$n_q$$
 es el número de revoluciones específico americano = $\frac{n\sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = \frac{n\sqrt{q'}}{H_m^{3/4}}\sqrt{X} = n'_q\sqrt{X}$
 n_s es el número de revoluciones específico europeo = $\frac{n\sqrt{N}}{H_m^{5/4}} = n'_s\sqrt{X}$

por lo que una bomba centrífuga múltiple integrada por X rodetes iguales, acoplados en paralelo, tiene un número de revoluciones específico igual al número de revoluciones específico de uno de los X rodetes iguales que la integran, multiplicado por \sqrt{x} .

ACOPLAMIENTO DE BOMBAS EN PARALELO.- Dos o más bombas están en paralelo, cuando sus entradas y salidas estén unidas entre sí, verificándose que:

 $H_m = H_{m_1} = H_{m_2} = H_{m_3} = \dots = H_{m_n}$ $q = q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_n$

diferenciándose de los rodetes múltiples en que las bombas en paralelo pueden ser iguales o diferentes, funcionando al mismo número de revoluciones o no, mientras que, para el caso de rodetes múltiples, todos tienen que ser iguales y funcionar al mismo número de revoluciones, por ir montados sobre el mismo eje.

Para obtener el punto de funcionamiento, se parte de las curvas características de las bombas, que permitirán determinar la del conjunto en paralelo, y cuya intersección con la curva característica de la tubería, darán dicho punto. Para construir la curva característica del conjunto en paralelo, se traza para cualquier altura manométrica, la horizontal correspondiente sobre la que se llevarán los cauda-les q_1 , q_2 , etc., cuya suma dará un punto que pertenecerá a la curva característica conjunta, y así sucesivamente.

a-1) Acoplamiento en paralelo de dos bombas idénticas.- La curva I es la característica común a cada una de las bombas, Fig VI.1. La característica del conjunto, curva II, se obtiene multiplicando por dos para cada altura manométrica, las abscisas correspondientes a la primera curva.

La curva C es la característica de la tubería, cuya intersección con la curva característica conjunta II, da el nuevo punto de funcionamiento B de la instalación.

Cada bomba funcionará con un caudal $\frac{q_{\,B}}{2}$ y una misma altura manométrica ${\tt H}_{m_{_B}}$



Fig VI.1.- Acoplamiento de bombas idénticas en paralelo

En el caso de una sola bomba, el punto de funcionamiento estaría en A y el caudal bombeado sería $q_A > \frac{q_B}{2}$, por cuanto $H_{m_B} > H_{m_A}$

Para Z bombas iguales acopladas en paralelo la construcción sería idéntica.

a-2) Acoplamiento de bombas en paralelo con características distintas, con un punto común para, q = 0.- El problema es exactamente igual al anterior, Fig VI.2, por cuanto las abscisas de la curva conjunto, son la suma de las correspondientes a las curvas I, II, etc.

a-3) Acoplamiento de bombas en paralelo con características distintas, sin puntos comunes.- El problema es semejante, con la diferencia de que la curva conjunto tiene una parte común con la II, hasta el punto de encuentro K, en la horizontal trazada por F_1 , con la curva II, Fig VI.3.





Fig VI.2.- Acoplamiento de bombas con características distintas y un punto común, q = 0

Fig VI.3.- Acoplamiento de bombas con características distintas sin puntos comunes

Además, parte de la curva (F_2K) no se puede utilizar por la bomba I, por cuanto en esta zona, la bomba I no puede suministrar alturas manométricas superiores a las correspondientes al punto F_1 , por lo que en la práctica hay que tratar de acoplar preferentemente sólo bombas de características iguales. Para que una bomba se pueda poner en marcha y acoplarse en paralelo a otra que esté ya funcionando, es preciso que el punto F_2 correspondiente a caudal nulo de la característica de la bomba II que se trata de poner en funcionamiento, tenga una altura manométrica superior a la del punto de funcionamiento M de la bomba en servicio I.

a-4) Influencia de las pérdidas de carga en la tubería.- De acuerdo con la Fig VI.4, se observa el poco interés que resulta del acoplamiento de bombas en paralelo sobre una tubería o red de tuberías, en que las pérdidas de carga son importantes.



Fig VI.4.- Influencia de las pérdidas de carga de la tubería

Sea I la curva característica de la primera bomba, y II la curva característica de las dos bombas idénticas funcionando en paralelo. Se tiene que, para una determinada tubería con pequeñas pérdidas de carga C_1 el caudal correspondiente al punto de funcionamiento será q_D , mientras que para otra determinada tubería que presente pérdidas de carga más importantes C_2 , el caudal correspondiente al punto de funcionamiento será q_B .

El aumento de caudal para el conjunto bombas-tubería C_1 es $\frac{q_D - q_C}{q_C}$, mientras que el aumento de caudal para el conjunto bombas tuberías C_2 es $\frac{q_B - q_A}{q_A}$.

El aumento de caudal correspondiente a la tubería C_1 (de menores pérdidas) es superior al correspondiente a la tubería C_2 .



Fig VI.5.- Acoplamiento de cinco bombas en paralelo

De todas formas, cuando se desee conseguir un caudal menor en una instalación dada, se pueden aumentar las pérdidas de carga en la tubería correspondiente, mediante la colocación de una válvula en la tubería de impulsión, que aumente las pérdidas y que, en consecuencia, reduzca el caudal, Fig VI.4.

Cuando se estudia un proyecto de acoplamiento de bombas, hay que tener presente las potencias consumidas y los rendimientos correspondientes al punto de funcionamiento considerado, que se procurará sean máximos para cada bomba en particular.

Si se quiere conseguir una mejor regulación en los caudales bombeados, lo más conveniente es disponer de varias bombas en paralelo, utilizando las que se considere necesarias para conseguir el caudal requerido.

VI.3.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN SERIE

Si se supone una bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie, Fig VI.6, que gira a n rpm, impulsa un caudal q y desarrolla una altura manométrica H_m bajo una potencia N, el caudal circulante q será único, tanto en la bomba múltiple, como en cada uno de los rodetes integrantes de la misma. Sin embargo, las potencias de los Z rodetes iguales se sumarán dando una potencia, al igual que la altura manométrica de la bomba múltiple, que será la suma de las alturas manométricas desarrolladas por los Z rodetes iguales que constituyen dicha bomba.

Las características de cada uno de los rodetes iguales vienen dadas por:

n número de rpm, q caudal circulante, H'_m altura manométrica, N potencia,

 n'_{q} es el número de revoluciones específico americano = $\frac{n\sqrt{q'}}{H_{m}^{3/4}}$ n'_{s} es el número de revoluciones específico europeo = $\frac{n\sqrt{N'}}{H_{m}^{5/4}}$

Las características de la bomba múltiple, compuesta por Z rodetes iguales, son:

n en rpm, *q* es el caudal circulante, N = Z N' es la potencia, $H_m = Z H'_m$ es la altura manométrica

 $n_q \text{ es el número de revoluciones específico americano} = \frac{n\sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = \frac{n\sqrt{q'}}{(Z H_m^{'})^{3/4}} = \frac{n_q^{'}}{Z^{3/4}}$ $n_s \text{ es el número de revoluciones específico europeo} = \frac{n\sqrt{N}}{H_m^{3/4}} = \frac{n\sqrt{Z N'}}{(Z H_m^{'})^{5/4}} = \frac{n_s^{'}}{Z^{3/4}}$

Una bomba centrífuga múltiple, integrada por Z rodetes iguales acoplados en serie, tiene un número de revoluciones específico igual al número específico de revoluciones de uno de los rodetes iguales que la integran, dividido por Z^{3/4}.



Fig VI.6.- Bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie

ACOPLAMIENTO DE BOMBAS EN SERIE.- Dos o más bombas están acopladas en serie, cuando el tubo de impulsión de una de ellas, está unido al de aspiración de la siguiente, y así sucesivamente.



Las diferentes bombas impulsan el mismo caudal, mientras que la altura manométrica resultante será la suma de las alturas manométricas correspondientes a cada bomba, es decir:

$$q_A = q_B = \dots = q$$

 $H_m = H_{mA} + H_{mB} + \dots$

Para determinar el punto de funcionamiento conjunto, hay que hallar la curva característica conjunta de las bombas en serie, para lo que se dibujan las curvas características de las bombas individuales, Fig VI.7, a continuación se traza para un caudal cualquiera q_A la vertical correspondiente que corta a las características individuales en los puntos A y B, cuyas alturas manométricas se suman, obteniéndose el punto C, que será la altura correspondiente al caudal q_A de las dos bombas en serie, $H_{mC} = H_{mA} + H_{mB}$, y así sucesivamente para los demás caudales, obteniéndose la curva característica conjunta.

Fig VI.7.- Acoplamiento de bombas en serie

Si se pretende obtener un aumento de la altura manométrica, manteniendo sensiblemente el caudal constante, el acoplamien-

to en serie permite obtener, con un rendimiento del orden del de una sola bomba, que la característica de la tubería de impulsión vuelva a cortar a la característica conjunta de las bombas en serie, no lejos de la vertical que pasa por el caudal bombeado por una sola bomba q_A . Hay que tener presente también que, así como en el acoplamiento en paralelo no se presentan dificultades, en el acoplamiento en serie es preciso tener en cuenta que la presión de aspiración de una bomba cualquiera, se corresponde con la presión de impulsión de la bomba precedente.

CAMPO DE APLICACIÓN.- Cuando se tenga que bombear a grandes alturas pequeños caudales, la velocidad específica para un solo rodete puede ser muy baja, lo que implica rendimientos inaceptables; para evitar ésto se puede subdividir la altura total entre varios impulsores acoplados en serie, y así acercarse a velocidades específicas de mejores rendimientos.

Otra circunstancia que induce al empleo de bombas multicelulares es la limitación en el diámetro de los impulsores, como sucede en las bombas verticales empleadas en pozos y perforaciones, ya que al ser la altura desarrollada proporcional al cuadrado de la velocidad tangencial del impulsor y ser éste de poco diámetro, la altura será relativamente pequeña con relación a otras velocidades más usuales. Por lo tanto, la altura total se puede subdividir entre varios impulsores para así conseguir un menor NPSH_r. En impulsores de igual n_q , la NPSH_r varía aproximadamente en proporción directa con la altura, siendo la constante de proporcionalidad el coeficiente de cavitación σ de Thoma:

 $\text{NPSH}_{r(\text{máx})} = \sigma H_{m(\text{máx})}$

El empleo de varias etapas en serie va asociado, normalmente, a la obtención de altas presiones, por lo que se pueden originar una serie de problemas, como:

a) Pérdidas ocasionadas en los sucesivos procesos de difusión

b) Aumento de la longitud del eje

c) Elevado empuje axial

d) Alta presión en la empaquetadura de impulsión

a) Las pérdidas ocasionadas en los sucesivos procesos de difusión aconsejan recurrir a difusores de suave divergencia y amplia curvatura, para reducirlas a un mínimo, lo que implica una *longitud del eje mayor*. Una distancia entre apoyos grandes obliga (para conservar las tolerancias radiales) a un aumento del diámetro del eje y como éste atraviesa el oído del impulsor, (entrada de aspiración en la bomba), su diámetro influye sobre las dimensiones a la entrada del tubo de aspiración.

b) Una forma de alcanzar una presión determinada con un menor número de etapas y la misma velocidad específica es utilizar una velocidad de giro mayor. De este modo el eje será mucho más corto y su diámetro más pequeño, no sólo por la menor flexión a que está expuesto, sino también por el menor par que ha de transmitir a igualdad de potencia.

Con altas velocidades no sólo disminuye el número de etapas, sino que los impulsores son también mucho más pequeños para un caudal determinado. Al ser la presión por etapa mayor, la velocidad relativa del líquido en el impulsor aumenta, lo que obliga al empleo de materiales más resistentes para que el desgaste no sea grande.

La tendencia al uso de velocidades de giro mayores está cada vez más acentuada en las bombas centrífugas, siendo normales las bombas de alimentación de calderas con 6.000 a 9.000 rpm y en instalaciones marinas, donde la reducción de tamaño es muy importante, a 15.000 rpm

En las *bombas de alta velocidad*, la capacidad de aspiración es menor y el NPSH_r es mayor que en bombas más lentas, con lo que aumenta la necesidad de utilizar bombas *booster* para aumentar el NPSH_d.

c) Para neutralizar el empuje axial en las bombas multicelulares se recurre a colocar los impulsores en número par en posiciones opuestas y cuando ésto no sea posible, a dispositivos de equilibrado especiales (tambores o discos).

d) Las *altas presiones en la empaquetadura de impulsión* y las grandes velocidades y temperaturas empleadas en las bombas de alimentación de calderas, presentan grandes problemas en el uso de empaquetaduras o cierres mecánicos normales.

En las bombas con impulsores opuestos, el primero y el segundo se suelen disponer en las posiciones extremas, aun a riesgo de alargar algo las conducciones entre etapas. De este modo, las empaquetaduras de la aspiración y de la primera etapa, están sometidas a las mínimas presiones posibles; en los casos más difíciles, con impulsores seguidos, el problema se soluciona con cierres especiales de laberinto conectados a la aspiración (cierres de inyección de condensado).

En las *bombas verticales*, la ventaja de un eje corto no es tan importante como en las horizontales y, por ello, los difusores se pueden hacer con curvatura más suave para así conseguir mejores rendimientos. En las bombas de turbina verticales se puede llegar a 20 etapas o más, con rendimientos especialmente altos. A velocidades de giro normales, la relación entre el caudal y la altura deseados puede llegar a tener valores tales que el número de etapas exigido sea excesivamente grande, por lo que la bomba centrífuga no será entonces una solución económica y se tiene que recurrir a las de desplazamiento positivo rotativas o alternativas. No obstante, el campo de aplicación de las bombas de desplazamiento positivo alternativas se está reduciendo lentamente por la continua mejora de los rendimientos de las bombas centrífugas, que permite ir bajando el límite de las velocidades específicas

admisibles.

Las *bombas multicelulares con rodetes en serie* se utilizan siempre que las condiciones de servicio impliquen grandes alturas de elevación, en alimentación de calderas, pozos de minas, etc.

VI.4.- EMPUJE AXIAL

Sobre el impulsor de una bomba centrífuga actúan fuerzas antagónicas sobre ambas caras, como consecuencia de la presión que actúa sobre las mismas.



La presión a cada lado del rodete suele ser diferente, lo que ocasiona un empuje en la dirección del eje que se debe compensar mediante el empleo de cojinetes de empuje. En las bombas de efectos múltiples, estos empujes se contrarrestan, en parte, disponiendo los rodetes en posiciones opuestas.

En la Fig VI.8 se presenta un impulsor con sus dos discos A y B de superficies respectivas S_A y S_B . Sobre el disco A actúa la presión p_2 (de descarga) que origina una fuerza (hacia la derecha) igual a, $(S_A p_2)$; sobre el disco B actúa también la presión p_2 sobre el área S_B (hacia la izquierda)

Fig VI.8.- Fuerzas para el cálculo del empuje axial y la presión p_1 .

La fuerza resultante sobre el disco B es: $p_2 S_B - p_1 (S_B - S_A)$

La fuerza total sobre el impulsor tiene una componente hacia la izquierda, de valor:

$$F = p_2 S_B - p_1 (S_B - S_A) - p_2 S_A = (p_2 - p_1) (S_B - S_A)$$

que depende de las diferencias de presión de aspiración y descarga, así como de la diferencia de áreas de los discos. Esta fuerza axial tiene que ser absorbida por el cojinete de empuje.

SISTEMAS DE COMPENSACIÓN DEL EMPUJE AXIAL SOBRE COJINETES

a) Disposición de impulsores seguidos.- La disposición de los impulsores, uno a continuación de otro, es la más sencilla en lo que se refiere a la conducción del líquido de un impulsor al siguiente. Permite la construcción de unidades sueltas y semejantes, compuestas de impulsor y difusor, que se acoplan en el montaje en el número necesario para dar la altura de carga deseada.

La desventaja fundamental de esta solución es el gran empuje axial que de ella se deriva y que a veces exige, además de cojinetes o rodamientos de empuje, dispositivos especiales para su neutralización (tambores, discos o cámaras de equilibrio) Fig VI.9.



Fig VI.9.- Equilibrado del empuje axial, Tambor, disco y agujeros de equilibrio con aros rozantes posteriores BC.VI.-70



Fig VI.10.- Impulsor de doble aspiración

En bombas verticales de pozo se emplea esta solución casi con exclusividad, absorbiéndose el empuje y el peso total de la bomba con uno o varios rodamientos de contacto angular en la embocadura del pozo.

Si los impulsores dispuestos en serie son de doble aspiración Fig VI.10, no existe empuje axial, pero, en cambio, la longitud del eje y la complicación en los canales conductores entre rodetes aumentan, por lo que esta solución no se suele utilizar.

b) Disposición de impulsores opuestos.- El empuje axial se puede evitar en gran parte, disponiendo los impulsores

opuestos por su cara posterior, de dos en dos, o en números iguales. Esta solución tiene el inconveniente de hacer más largo y complicado el conducto del líquido de un impulsor al siguiente, con las consiguientes pérdidas por rozamiento. Los canales de conducción entre impulsores pueden ser exteriores, con lo que se aligera algo la construcción, o fundidos en la propia carcasa.

La disposición de impulsores opuestos por sus caras anteriores (de entrada) y aspiración central, es poco corriente; se emplea cuando no se quiere someter a la empaquetadura a una presión muy baja de aspiración, por el peligro consiguiente de entrada de aire, como sucede en las bombas de condensado utilizadas en condensadores de superficie.

c) Bombas de varios rodetes en paralelo.- Al igual que en las bombas de varios rodetes en serie, la disposición de varios rodetes en paralelo puede ser interesante para grandes caudales y pequeñas alturas, es decir, para velocidades específicas excesivamente altas. Subdividiendo el caudal se consigue disminuir éstas, acercándose a valores de rendimientos aceptables. También puede ser necesario subdividir el caudal cuando se desea una gran capacidad de aspiración, es decir, una baja NPSH_r ya que ésta aumenta mucho para velocidades específicas altas. Otra razón puede ser el conseguir el equilibrado del empuje axial, disponiendo los impulsores opuestos dos a dos.

Los impulsores de doble aspiración se pueden considerar como dos impulsores en paralelo opuestos por su cara posterior, con la ventaja de una mejor capacidad de aspiración y ausencia de empuje axial; se usan para alturas no muy grandes y potencias medias y elevadas. La solución de varios rodetes en paralelo se emplea mucho menos que la de rodetes múltiples en serie, debido al desarrollo de bombas de hélice de alta velocidad específica y gran rendimiento y a las ventajas de servicio que se obtienen empleando bombas individuales acopladas en paralelo.

Empuje residual.- Si en lugar de un impulsor hay varios Fig VI.11 y los suponemos idénticos, el esfuerzo total hacia la izquierda viene dado por:

$$F = (p_4 - p_1)(S_B - S_A)$$

En estas fórmulas se introduce un coeficiente corrector ya que las presiones en las caras de los impulsores no son uniformes, sino que se distribuyen como se indica en la Fig VI.8.

Si en la zona próxima al eje de la cara B del impulsor se practican varios orificios, (orificios de equilibrio), la presión en esa zona tenderá a igualarse con la presión de aspiración y, por lo tanto, F_1 y F_2 serán prácticamente iguales.

Si la bomba requiere varios impulsores se pueden colocar opuestos dos a dos, quedando compensados en gran medida los esfuerzos axiales. El orden de circulación sería el 1, 2, 3, 4, Fig VI.12.



Fig VI.12.- Orden de circulación con varios impulsores

Si los impulsores son iguales, las fuerzas que actúan hacia la derecha son:

$$F_{derecha} = p_2 S_A + p_1 (S_B - S_A) + p_3 S_A + p_2 (S_B - S_A) + p_5 S_B + p_4 S_B = S_B (p_1 + p_2 + p_4 + p_5) + S_A (p_3 - p_1)$$

y las fuerzas que actúan hacia la izquierda son:

$$\begin{split} \textbf{F}_{izquierda} &= \textbf{p}_2 ~\textbf{S}_{B} + \textbf{p}_3 ~\textbf{S}_{B} + \textbf{p}_5 ~\textbf{S}_{A} + \textbf{p}_4 ~(\textbf{S}_{B} \textbf{-} \textbf{S}_{A}) + \textbf{p}_3 ~(\textbf{S}_{B} \textbf{-} \textbf{S}_{A}) + ~\textbf{p}_4 ~\textbf{S}_{A} = \\ &= \textbf{S}_{B} ~(\textbf{p}_2 \textbf{+} ~2~\textbf{p}_3 \textbf{+} \textbf{p}_4) + \textbf{S}_{A} ~(2~\textbf{p}_3 \textbf{-} \textbf{p}_1) \end{split}$$

La diferencia es la fuerza residual F_r de la forma:

 $F_r = S_B (p_1 - 2 p_3 + p_5) + S_A (2 p_3 - p_1)$

Para bombas con varios impulsores en serie, los esfuerzos axiales se pueden compensar mediante un tambor de equilibrado situado próximo a la última etapa.



Fig VI.13 BC.VI.-72

En la Fig VI.13, la cara A del tambor está sometida a la presión de la última etapa y la cara B a la presión de aspiración de cualquier etapa intermedia.

Si se supone que la presión de aspiración p_1 no varía y se conecta la cara B del tambor a la descarga de la primera etapa p_2 la fuerza que los impulsores ejercen hacia la izquierda viene dada por:

 $F_{izd} = (p_5 - p_1)(S_B + S_A)$

La fuerza que se ejerce sobre el tambor hacia la derecha es:

 $F_{der} = p_5 S_{tA} - p_2 S_{tB} = | S_{tA} = S_{tB} - S_e | = (p_5 - p_2) S_{tB} - p_5 S_e$

siendo S_e la sección del eje.

El esfuerzo residual F_r es:

$$F_{r} = (p_{5} - p_{1})(S_{B} - S_{A}) - (p_{5} - p_{2})S_{tB} - p_{5}S_{e} =$$

= $p_{5}(S_{B} - S_{A} - S_{e}) - p_{1}(S_{B} - S_{A}) - (p_{5} - p_{2})S_{tB} = p_{5}(S_{B} - S_{A} - S_{e}) - C_{1} - C_{2}$

por lo que la fuerza residual es función de p₅.



Si aumenta el caudal disminuye p_5 , pudiendo llegar el momento en que F_r cambie de signo, por lo que el cojinete de empuje invertiría su sentido de empuje, que no interesa; por lo tanto, el tambor se diseña de forma que a caudal normal de funcionamiento, el esfuerzo residual sea mínimo y que, a medida que aumente el caudal, en el límite, F_r no

Fig VI.14



Fig VI.15.- Alabes radiales en la cara posterior del impulsor

cambie de signo.

Cuando el esfuerzo residual $F_r = 0$, aparecerán oscilaciones axiales ya que el empuje será inestable.

El cojinete de empuje se calcula en base al esfuerzo residual máximo, que se corresponde con la presión mínima de aspiración p_1 y con la válvula de descarga cerrada (p_5 máxima).

Si en la cara posterior del impulsor se intercalan unos pequeños álabes radiales, Fig VI.15, éstos al girar expulsarán el líquido hacia la

periferia, haciendo de bomba, por lo que en esta cara posterior se puede disminuir considerablemente la presión y, en consecuencia, parte del esfuerzo ejercido. Esta solución se suele utilizar en bombas con un solo impulsor.

VII.- VOLUTAS Y DIFUSORES

VII.1.- CÁLCULO DE LA VOLUTA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

La voluta de una bomba centrífuga es un dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión. Su cálculo y diseño se basan en el supuesto de que la componente circunferencial c_n de la velocidad en la cámara espiral, varía en proporción inversa al radio; la *combinación de una fuente y un vórtice* proporcionan, para un *número finito de álabes*, un perfil de álabe del impulsor en forma de espiral logarítmica, Fig VII.1:

$$r = \exp \frac{q \theta}{\Gamma} = \begin{vmatrix} \Gamma = 2 \pi r c_n = Cte \\ q = 2 \pi r c_m = Cte \end{vmatrix} = \exp \frac{c_m \theta}{c_n} = \exp (\theta tg \alpha)$$

siendo Γ la circulación de la velocidad a través del perímetro cerrado que abarca el rodete; es una magnitud constante, como sabemos, para una voluta dada y para el régimen de trabajo con el que funciona la bomba.

Al aumentar el radio la velocidad $\vec{c}_{\,n}$ disminuye y la presión, por lo tanto, crece.

Así, cuando surge la corriente en la espiral (voluta) la energía cinética del líquido comienza a transformarse en energía de presión, continuando este proceso en el difusor que, normalmente, se encuentra a continuación de la cámara espiral.

La circulación Γ se puede calcular a partir de la altura manométrica que crea la bomba, como:

$$\Gamma = 2 \pi r_2 c_{2n} = \begin{vmatrix} H_{t(m \Delta x)} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \frac{w r_2}{g} c_{2n} \\ r_2 c_{2n} = \frac{g H_{t(m \Delta x)}}{w} \end{vmatrix} = 2 \pi \frac{g H_{t(m \Delta x)}}{w} = 2 \pi \frac{g H_m}{w \eta_m} = 60 \frac{g H_m}{n \eta_m}$$

A su vez, el gasto q_{θ} en cualquier sección de la espiral o voluta, se puede considerar crece proporcionalmente al ángulo de inclinación θ de la sección, contado a partir de la sección inicial de la espiral, que es a su vez, también, sección final, es decir:

$$q_{\theta} = \frac{\theta^{o}}{360} q$$

en la que q es el caudal de líquido suministrado por la bomba a la tubería de impulsión.
Para el gasto elemental a través de una sección de dimensiones (b dr) tomada en cualquier punto de la voluta de radio r y ángulo θ , Fig VII.2, se tiene:

dq = b dr c_n = b dr
$$\frac{\Gamma}{2 \pi r}$$
; $q_{\theta} = \frac{\theta Q}{360} q = \frac{\Gamma}{2 \pi} \int_{r=r_3}^{r=R} \frac{b}{r} dr$

en la que $r_3 = (1, 03 \div 1, 05) r_2$, es el radio de la superficie cilíndrica que abarca el rodete impulsor, la cual es tangente a las secciones de la caja espiral.



Fig VII.1 Perfil del álabe como combinación de un manantial y un vórtice



Fig VII.2.- Volutas de una bomba centrífuga

Para una voluta de sección rectangular y anchura (b = Cte) la expresión anterior toma la forma:

$$\frac{\theta \Theta}{360} = \frac{\Gamma}{2 \pi q} b \ln \frac{R}{r_3} = \dots = \frac{g H_m b}{q w \eta_m} \ln \frac{R}{r_3} = \frac{30 g H_m b}{q \pi n \eta_m} \ln \frac{R}{r_3} = 93,58 \frac{H_m b}{q n \eta_m} \ln \frac{R}{r_3}$$

y si se dan valores a θ desde 0° hasta 360°, por ejemplo a intervalos de 45°, se tendrán varios valores de R, desde r₃, hasta R_{máx} o lo que es lo mismo, se obtendrá el contorno de la espiral.

Si la sección transversal de la espiral es de forma circular, con radio ρ variable, se tiene:

$$b = 2 \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}$$

siendo *a* la distancia entre el centro de la sección circular de la voluta y el eje del rodete impulsor, por lo que:

$$q_{\theta} = \frac{\Gamma}{\pi} \int_{a-\rho}^{a+\rho} \frac{\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}}{r} dr = ... = \Gamma (a - \sqrt{a^2 - \rho^2})$$

deduciéndose:

$$\rho^{2} - 2 \frac{q_{\theta}}{\Gamma} a + \frac{q_{\theta}^{2}}{\Gamma^{2}} = \left| a = r_{3} + \rho \right| = \rho^{2} - 2 \frac{q_{\theta}}{\Gamma} \rho - \frac{q_{\theta}}{\Gamma} (2 r_{3} - \frac{q_{\theta}}{\Gamma}) = 0$$

$$\rho = \frac{q_{\theta}}{\Gamma} \pm \frac{\sqrt{2 q_{\theta} r_{3}}}{\Gamma} = \left| q_{\theta} = \frac{\theta}{360} q \right| = \frac{\theta}{360} \frac{q}{\Gamma} \pm \sqrt{\frac{2 \theta q r_{3}}{360 \Gamma}}$$

que permite calcular todas las dimensiones y contornos de la voluta de sección circular.

VII.2.- VOLUTAS

La voluta, cámara espiral o caracol, es un canal de sección creciente que rodea por completo al impulsor y termina en un cono divergente en el que continúa el proceso de difusión. La principal ventaja del difusor de voluta es su sencillez, Fig VII.3 a, que permite modelos simples de fácil construcción; sin embargo, la voluta es difícil de mecanizar lo que hace que su acabado no sea muy bueno; la desventaja más importante de la voluta es su tamaño, comparativamente mayor que el tamaño de la corona difusora de álabes y que en las bombas de varias etapas la hace a veces inaplicable.



Fig VII3a.b.- Difusor de voluta simple (a) ; Difusor de álabes directores (b)

La voluta se diseña para trabajar con el caudal de diseño; con cualquier otro caudal y debido a su disposición asimétrica, la distribución de presiones en la periferia del impulsor deja de ser uniforme, apareciendo sobre éste un empuje radial. La dirección y magnitud del empuje varía con el caudal, siendo máximo para un caudal nulo (válvula cerrada), decreciendo a continuación casi a cero con el caudal nominal y volviendo a aumentar para caudales mayores.

El *peso del impulsor* suele ser despreciable comparado con el empuje radial, por lo que éste determina el diámetro del eje, función de las variaciones de caudal previstas.

El empuje radial con difusor de voluta suele ser mayor en impulsores de velocidad específica media, $n_q \approx 50$, que en los muy lentos o rápidos.

En los casos en que se emplea voluta para bombas de varias etapas, el empuje radial se puede

anular desfasando las diferentes volutas de manera conveniente.

El problema del empuje radial en las bombas monofásicas se soluciona, a veces, con una doble voluta Fig VII.3 b, que consiste en dos medias volutas desfasadas 180° cuyos empujes son, por lo tanto, contrarios y aproximadamente iguales, anulándose prácticamente para cualquier caudal. En este caso, la voluta pierde simplicidad pero esta solución resulta muchas veces indispensable cuando se requieren amplias variaciones de caudal.



Fig VII.4.- Variación de la magnitud y dirección del empuje radial con el caudal, en un difusor de voluta

Cuando en una bomba de voluta se recorta el diámetro del impulsor para hacer descender su curva característica, ya que en un impulsor el caudal es proporcional al diámetro d y la altura a d^2 , se suelen recortar no sólo los álabes, sino también las paredes del impulsor, disminuyendo así las pérdidas por rozamiento del disco, proporcionales a d^5 . Sin embargo, si la distancia radial entre el impulsor y la voluta es demasiado grande para garantizar una buena conducción del líquido, conviene dejar intactas las paredes y recortar sólo los álabes, pudiéndose llegar así a reducir el diámetro máximo hasta un 20% sin pérdida importante en el rendimiento.

VII.3.- BOMBAS DE DIFUSOR

DIFUSOR ANULAR DE VOLUTA CONCÉNTRICA O CIRCULAR.- Algunas bombas llevan entre el rodete y la caja espiral logarítmica (carcasa), un anillo difusor sin álabes, cuyo ancho b_3 es igual al ancho b_2 del rodete a la salida. La configuración de la corriente en este anillo difusor es, teóricamente, idéntica a la de la voluta, ya que en ambas situaciones se pueden aplicar las mismas ecuaciones; su instalación es más propia de ventiladores de alta presión y turbocompresores.



Fig VII.5.- Difusor anular de voluta concéntrica

La sección de la cámara circular es constante, y va provista, al igual que la voluta, de un cono final tangencial difusor, Fig VII.5. En esta solución, ni las velocidades ni las presiones son constantes a lo largo de la periferia del impulsor, por lo que aparece un empuje radial para cada valor del caudal, ya que la corriente a la salida de la caja espiral (voluta) cumple, teóricamente, con la ecuación ($r c_n = Cte$); la velocidad del líquido próximo a la pared de la carcasa disminuye por efecto del rozamiento. En el difusor se recupera parte de la energía cinética y se uniformiza la corriente a la salida de la bomba; para evitar el desprendimiento el ángulo del difusor debe ser $< 8^{\circ}$.

Los difusores anulares, al igual que las volutas, requieren un diámetro exterior relativamente grande para asegurar la transformación, en forma razonable, de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, lo que aumenta el tamaño y coste de la carcasa; por eso resulta más apropiado en máquinas pequeñas. El diámetro exterior de esta corona suele estar comprendido entre el 150% y el 180% del diámetro exterior del rodete d₂.

Su ventaja es que el empuje con válvula cerrada (caudal nulo) es bastante menor, hasta un 50%, que con el difusor de voluta y no crece tan rápidamente como en ésta para caudales superiores al nominal, por lo que este tipo de difusores se puede utilizar en algunas bombas en las que las variaciones de caudal previstas sean grandes. El menor rendimiento y mayor tamaño son desventajas que le limitan en gran manera. La voluta y el difusor anular sin álabes, tienen la ventaja de ser baratos y fáciles de construir. En las bombas se prefiere la voluta al difusor anular, no así en los ventiladores donde se emplea con frecuencia.

DIFUSOR DE CORONA DIRECTRIZ DE ÁLABES.- El difusor de corona directriz de álabes difusores consiste en una serie de canales difusores separados por álabes y colocados alrededor del impulsor, Fig VII.6, pudiéndose considerar, en cierto modo, como una voluta múltiple, (a la voluta, se la puede considerar también como un difusor de un solo canal).



Fig VII.6.- Difusor de voluta doble (corona directriz de álabes + difusor)

Por su simetría, el difusor de álabes directores no ejerce prácticamente empuje radial sobre el impulsor, lo que constituye una de sus principales ventajas. Su tamaño resulta comparativamente menor que el de la voluta y ésto es especialmente importante para bombas multicelulares; en general, su rendimiento es algo superior al de la voluta.

En las bombas con difusor, al recortar el diámetro del impulsor se dejan casi siempre intactas sus paredes, reduciendo únicamente el diámetro de los álabes. Aún así, la reducción máxima no suele ser mayor del 5% al 10% del diámetro primitivo, ya que más allá, el rendimiento baja excesivamente al crecer las pérdidas hidráulicas a la entrada del difusor; lo que hace que el campo cubierto con un solo impulsor sea menor que en las bombas de voluta.

Sin embargo, el difusor tiene una mayor tendencia que la voluta a producir un máximo en la curva característica (H_m,q) debido a que las pérdidas por choque son mayores con caudales pequeños, lo que es un inconveniente, ya que la parte creciente de esta curva es de funcionamiento inestable cuando la altura estática del sistema es mayor que la altura con válvula cerrada y, en cualquier caso, el trabajo en esa zona es poco recomendable, resultando la operación con otra bomba acoplada en paralelo, prácticamente imposible.

El difusor se emplea en bombas de flujo mixto y axiales, en gran número de las multicelulares y en

algunas monofásicas grandes.

El difusor de corona directriz de álabes fijos es caro, pero aventaja a los de voluta y difusor anular sin álabes, en que es más compacto porque los difusores de álabes fijos permiten realizar conductos de mayor expansión con el mismo valor del ángulo inicial α_3 y de mejor rendimiento porque la corriente va mejor guiada.

Para ahorrar en los costos de fabricación y almacenaje, los fabricantes construyen, generalmente, un menor número de carcasas que de rodetes, por lo que una misma carcasa sirve para rodetes de diferentes diámetros. En esta situación la corona de álabes directrices tiene sobre la voluta la ventaja de que, mientras en ésta el rendimiento disminuye con caudales distintos al de diseño, en la corona de álabes directrices el rendimiento se puede mantener constante, reduciendo simplemente el diámetro exterior, como se hace con el rodete.

En Europa las tendencias se han orientado en el sentido de buscar más el rendimiento que la economía de fabricación, por lo que la gran mayoría de las bombas grandes están provistas de corona de álabes directrices; sin embargo, en USA se ha tendido a sacrificar algo el rendimiento (1% ÷ 2%), equipando las bombas monofásicas con una simple voluta.

En las bombas de escalonamientos múltiples, tanto en Europa como en USA, se suele emplear la corona de álabes directrices. En bombas pequeñas normales el precio tiene más importancia que el rendimiento energético.

A título orientativo se puede decir que cuando la velocidad absoluta a la salida del rodete $c_2 > 20$ m/seg resulta ventajoso colocar la corona de álabes directrices que, a su vez, puede contribuir a la resistencia mecánica de la carcasa. El rendimiento de la corona de álabes directrices se puede estimar entre un 0,85% a un 0,93% según el tamaño.

Para diseñar una corona de álabes directrices hay que tener en cuenta algunas consideraciones, como:

- Los diámetros de la corona, a la entrada y salida, d₃ y d₄, de valor:

En rodetes sencillos: $d_3 = d_2 + (2 \div 5 \text{ mm})$; $d_4 = 1,3 \text{ } d_3$

En rodetes de doble aspiración: $d_3 = d_2 + (2 \div 5 \text{ mm})$; $d_4 = 1,8 \text{ } d_3$.

En la práctica el diámetro d_4 depende del número de álabes y de las dimensiones adoptadas para la corona, oscilando entre: 1,35 $d_2 < d_4 < 1,6 d_2$.

- El ancho b₃ de la corona directriz se suele hacer, aproximadamente, igual a (1,1 b₂) con el fin de recoger bien el fluido a la salida del rodete, de forma que la velocidad en ella esté comprendida en el intervalo: 0,75 c₂ < c₃ < 0,85 c₂, según el tipo de bomba.

- El diámetro hidráulico de dicha sección tiene que ser mínimo, con el fin de disminuir las pérdidas, por lo que la sección transversal debería ser cuadrada; las secciones circulares son más eficientes, según se ha comprobado, pero son más costosas de construir. Si se varía el espesor de los álabes directrices, se puede modificar a voluntad la forma y la sección transversal del conducto según las exigencias hidráulicas.

El ángulo de entrada de los álabes directrices α_3 se hace un poco mayor $(1^\circ \div 2^\circ)$ que el ángulo α_2 de la corriente absoluta a la salida del rodete. Con esta medida las pérdidas a la entrada de la corona aumentan en un $(2 \div 3\%)$ pero la velocidad al paso del líquido entre los álabes disminuye, y con ello las pérdidas en esta zona; en resumen la suma de todas las pérdidas es mucho menor.

Algunos constructores utilizan un ángulo α_3 de la forma:

 $\texttt{tg}\,\alpha_{3}\,=\,(1,1~\div~1,2)\,\texttt{tg}\,\alpha_{2}$

La línea media de los canales constituidos por los álabes directrices no debe tener una curvatura excesiva porque de lo contrario las corrientes secundarias que se crearían reducirían el rendimiento de la corona directriz.

El número de álabes de la corona directriz es, en general, mayor que el nº de álabes del rodete, pero no debe ser excesivo para que no aumenten demasiado las pérdidas; éste número se debe escoger de forma que no sea múltiplo del número de álabes del rodete para evitar las vibraciones causadas por el impacto periódico del fluido que sale del rodete sobre los álabes fijos de la corona.

La forma de los álabes directrices puede ser de espiral logarítmica, que es la trayectoria que seguiría el fluido a la salida del rodete, y que conduce a la transformación de la energía cinética en energía de presión.

Para la corona directriz se puede poner:

$$tg \alpha_{3} = \frac{c_{3m}}{c_{3n}} = \frac{q}{2 \pi r_{3} b_{3} c_{3n}} = |c_{3n} = c_{2n}| = \frac{q}{2 \pi r_{3} b_{3} c_{2n}}$$

y la ecuación de la espiral logarítmica de los álabes directrices:

$$r = r_3 e^{\theta tg \alpha_3}$$

En los ventiladores se utiliza a veces una corona directriz muy económica construida de chapa con álabes directrices rectos; el ángulo de difusión no debe ser > 12°. En este caso el número mínimo de álabes de la corona directriz es $Z_d = \frac{360}{12} = 30$.

La diferencia de diámetros $(d_3 - d_2)$ reduce el choque a la entrada de la corona directriz, con lo que se disminuye el ruido que se origina en esta zona.

VII.4.- BOMBAS DE CÁMARA PARTIDA AXIAL Y RADIALMENTE

La parte exterior de una bomba está constituida por la carcasa; en ella se hallan el difusor y las bridas o conexiones de aspiración e impulsión o descarga. En su interior se alberga el impulsor que ha de ser fácilmente accesible para las necesarias operaciones periódicas de revisión y mantenimiento; normalmente se utilizan dos tipos de carcasa que cumplen este objetivo de manera diferente:

- a) Carcasa partida en dos mitades, según un plano axial, (horizontalmente)
- b) Carcasa abierta según un plano perpendicular al de giro, radialmente.

BOMBAS DE CÁMARA PARTIDA HORIZONTALMENTE.- En estas bombas, el eje atraviesa el impulsor estando apoyado sobre rodamientos en ambos extremo. Las bridas de aspiración e impulsión suelen estar siempre en una misma mitad; en las bombas horizontales están en la mitad inferior, consiguiéndose con ésto que al desmontar la bomba no haya que tocar las conexiones de las tuberías, obteniéndose así un máximo de simplicidad y economía en la operación.

Al retirar la mitad superior de la carcasa, todas las partes móviles quedan completamente al aire, como el impulsor, eje, camisas y aros de cierre, empaquetaduras, prensaestopas, etc, por lo que la accesibilidad a las mismas está garantizada. En general la aspiración y la descarga son laterales, es decir, horizontales y opuestas, pero también pueden tomar otras posiciones.

Como contrapartida a la ventaja de ofrecer la máxima accesibilidad a los órganos internos de la bomba, esta disposición tiene la desventaja de ser más cara que la solución de carcasa partida radialmente; además, no se puede utilizar para presiones mayores de 125 kg/cm², ya que entonces la estanqueidad de cierre exigiría espárragos y bridas de unión de excesivo grosor.

Las presiones límites de aplicación dependen del tamaño de la bomba, que se determinan, a igual-



Fig VII.15.- Bomba de eje vertical

dad de condiciones de servicio, por la velocidad de giro. En bombas de alta velocidad y, por consiguiente, de tamaño reducido, el campo de presiones en que se aplica la construcción de cámara partida se amplía considerablemente.

Cuando en bombas de varias etapas la presión nominal es alta, las superficies de unión en ambas mitades no se hacen perfectamente planas, sino que se van separando hacia el exterior de las bridas, de tal manera, que el apriete de los espárragos de unión asegura una junta perfectamente estanca.

La cámara partida horizontalmente se utiliza en bombas de tamaño medio y grande, de una o varias etapas, verticales y horizontales, y es típica con impulsores de doble aspiración en los que la tubería de aspiración se bifurca a ambos lados del impulsor hasta sus dos oídos u orificios de entrada.

BOMBAS DE CÁMARA PARTIDA RADIALMENTE.- La solución de carcasa partida por un plano perpendicular al de giro, es típica de las bombas de *impulsor en voladizo* y aspiración axial. El plano de la sección es, a menudo, anterior al difusor, por lo que la tapa de aspiración está embridada al cuerpo y el impulsor se desmonta por delante, es decir, por la parte contraria al acoplamiento. En las bombas verticales, el impulsor se desmonta por detrás.

En ciertos casos, se disponen a la vez las dos soluciones y, de esta manera, la misma bomba se puede utilizar indistintamente verti-

cal y horizontalmente, pudiéndose elegir su sentido de rotación.

A veces se puede disponer de aspiración superior o inferior final, que es mucho más directa que la lateral de las bombas de cámara partida en las que el líquido ejecuta un giro de 90° para llegar al oído de aspiración, que es mucho más amplio porque al estar el impulsor en voladizo, no está atravesado por el eje. La aspiración se verifica mucho mejor y la NPSH_r de este tipo de bombas es notablemente baja, por lo que también se suelen utilizar bombas de aspiración final para líquidos sucios y pastosos.

La construcción de bombas de cámara partida radialmente se aplica a bombas pequeñas, debido a que es más económica que la solución de cámara partida axialmente y, sobre todo, porque este tipo se adapta muy bien a la construcción de un gran número de bombas de distintos tamaños, formando una serie con elementos intercambiables, con lo que se consiguen bajos costos de fabricación, reducción en los stocks y simplificación en los repuestos.

VIII.- LUBRICACIÓN Y EQUILIBRADO

VIII.1.- CÁLCULO DE LA PRESIÓN MÍNIMA DE PRUEBA HIDROSTÁTICA

La presión de prueba hidrostática tiene que ser una vez y media la presión de diseño dada por el constructor de la máquina, multiplicada por un coeficiente de corrección de la temperatura ε_{T} .

La presión de prueba hidrostática dada por el suministrador ha de ser superior a la presión mínima $p_{\text{mín}}$ de valor:

$$p_{min} = 1,5 \epsilon_{T} \{ p_{dif} (1 + \frac{b}{100}) (\frac{n_{max}}{n})^{2} + p_{max asp} \}$$

en la que:

 p_{dif} es la presión diferencial a válvula cerrada, considerando el máximo diámetro que puede instalarse en la bomba.

b es un porcentaje (por exceso) permitido por la norma API 610 como tolerancia a válvula cerrada.

 $n_{m \acute{a} x}$ es la velocidad máxima que puede alcanzar el motor a válvula cerrada; para accionamiento por turbina se considerará la velocidad de disparo.

n es la velocidad normal de funcionamiento.

 $p_{máx asp}$ es la máxima presión de aspiración, en atm.

 $\epsilon_{\rm T} = \frac{{\rm L}{\rm i}{\rm mite}~{\rm e}{\rm l}{\rm i}{\rm stico}~{\rm del}~{\rm material}~{\rm a}~{\rm la}~{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm prueba}{\rm l}{\rm a}{\rm l}{\rm i}{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm operaci}{\rm i}{\rm o}{\rm n}{\rm stico}~{\rm del}~{\rm material}~{\rm a}~{\rm la}~{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm operaci}{\rm o}{\rm n}{\rm stico}{\rm del}{\rm material}~{\rm a}~{\rm la}~{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm operaci}{\rm o}{\rm n}{\rm stico}{\rm stico}~{\rm del}{\rm material}~{\rm a}~{\rm la}~{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm operaci}{\rm o}{\rm stico}{\rm stico}{\rm stico}{\rm del}{\rm material}~{\rm a}~{\rm la}~{\rm temperatura}~{\rm de}~{\rm operaci}{\rm stico}{\rm stico$

El espesor e de la carcasa se calcula en base a la presión de prueba hidrostática de la bomba; a este espesor se añadirán 3 mm como sobreespesor de corrosión.

El espesor de la carcasa no será, en ninguna zona, inferior al calculado según la expresión:

 $e = \frac{p_{hid} D_{máx voluta}}{2 (\sigma_{trab} \xi - 0.6 p_{mín})}$

siendo:

phid la presión de prueba hidrostática

D_(máx voluta) el diámetro máximo de la voluta

 σ_{trab} el coeficiente de fatiga correspondiente a la temperatura de prueba hidrostática

 ξ un coeficiente de seguridad a aplicar cuando hay partes soldadas; su valor depende del grado de la inspección radiográfica; para carcasas de fundición, $\xi = 1$.

VIII.2.- ESFUERZOS Y MOMENTOS ADMISIBLES SOBRE BRIDAS

Cuando una bomba está trasegando líquidos a alta o baja temperatura, en que las tuberías a conectar a las bombas van a transmitir esfuerzos sobre éstas debido a las tensiones producidas por los cambios térmicos, hay que limitar estas fuerzas para evitar la rotura de las bridas y para que el momento resultante de los esfuerzos sobre la bomba no produzca un desalineamiento entre cuerpo de bomba y eje. El constructor proporciona unos esfuerzos admisibles en bridas, así como unos momentos totales máximos referidos a unos ejes principales que pasan por la bomba. Las tuberías a conectar han de tener un diseño de instalación tal que en ningún instante ejerzan sobre bridas y cuerpo de bomba esfuerzos y momentos que superen a los requeridos por el constructor de la máquina.

Las tuberías en su conexión a la bomba ejercen sobre ésta esfuerzos debidos a las dilataciones de las tuberías como consecuencia de cambios térmicos.

Cuando se usan juntas de expansión en la tubería, la bomba queda sometida a un esfuerzo, resultante de multiplicar la presión por la sección interna de la brida.

Si los valores de esfuerzos y momentos admisibles sobre las bridas de las bombas son muy altos, los medios a tomar para reducir las fuerzas provocadas por las tuberías serán menores.

El aplicar a una máquina un esfuerzo superior al admisible implica:

- Para máquinas con impulsores de tornillo en que las tolerancias de éste con la carcasa son muy estrechas, una pequeña deformación de éste podría dar lugar al roce de parte del rotor con el estator, con la consiguiente destrucción de la máquina.

- En el resto de equipos, un esfuerzo sobre el cuerpo lo desplazará respecto al motor, desalineando los ejes de la máquina motriz y la bomba, que se traduce en una concentración de esfuerzos en el acoplamiento y en los cojinetes, que tendrán una corta vida. Por ello, en muchos casos es interesante la utilización de bombas verticales, por cuanto éstas evitan los problemas de alineamiento en el montaje. Por la configuración de estas bombas se observa cómo cualquier esfuerzo externo se transmite a la cimentación a través del acoplamiento y nunca al accionamiento, lo que se traduce en una larga vida para los cierres y cojinetes, órganos esenciales de la bomba.

VIII.3.- COJINETES

EMPUJE RADIAL.- Cuando una bomba de una sola etapa está operando a alta presión a caudal reducido, desarrolla un fuerte empuje radial en dirección aproximadamente opuesta a la abertura de la impulsión. Esta fuerza así desarrollada actúa sobre los cojinetes radiales y puede llegar a romper el eje, por lo que su grosor debe ser suficientemente grande.

En bombas de etapas múltiples, las volutas están alternadas a 180° para que el empuje radial de un rodete esté compensado con el de otro.

En el caso de bombas con difusores, como el líquido sale por ambos lados del eje los empujes radiales se compensan entre sí.

Los *cojinetes radiales* absorben fuerzas según esta dirección y pueden ser de bolas o rodillos (no hidrodinámicos) y de camisas (hidrodinámicos).

COJINETES NO HIDRODINÁMICOS.- Teóricamente no requieren lubricación dado que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista Fig VIII.1.



Fig VIII.1.- Tipos de cojinetes utilizados en bombas centrífugas

Pero ésto no es así ya que si la velocidad fuese constante se podría pensar en una rodadura sin deslizamiento, pero las pequeñas fluctuaciones de velocidad de giro del eje (debido a variaciones de la corriente, esfuerzos, etc.) hacen que, por inercia, las bolas o rodillos tiendan a desplazarse con la velocidad que poseían antes del cambio por fluctuación, lo que provoca un deslizamiento relativo entre bola y pista.

Este deslizamiento genera calor, por lo que si se desea disminuir esta fricción habrá que lubricar el cojinete creando una delgada película de aceite entre bola y pista.

Si seguimos la trayectoria circular de una bola (o rodillo) se observa que unas veces se halla sometida a carga y otras no.

La carga produce una deformación en la bola, mientras que la descarga lleva la bola a su forma esférica primitiva; esta deformación alternativa provoca un calor de histéresis que habrá que evacuar mediante un refrigerante que puede ser el propio aceite; dependiendo de estas cargas, el cojinete se lubrica con grasa o con baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

COJINETES DE CAMISA O HIDRODINÁMICOS.- En este tipo de cojinetes el árbol gira, casi concéntricamente dentro de un cilindro que le sirve de soporte. Si por su parte superior se deja caer aceite, el eje de la bomba en su giro comunica al aceite una presión Fig VIII.2, que crea un empuje sobre el eje que hace que éste nunca llegue a tocar el cilindro soporte (cojinete).

Estas presiones a que se ve sometido el lubricante hacen que se incremente su temperatura, por lo que es necesario un flujo continuo del mismo para evacuar el calor generado.

Dependiendo de la carga en el eje, potencia a transmitir, etc, se puede utilizar inyección de aceite a presión en el cojinete o simplemente asegurar mediante aros de arrastre de aceite, la llegada de éste a la parte superior del cojinete de donde se introduce en el espacio comprendido entre el eje y el soporte, por gravedad, originándose allí la presión requerida por el efecto de bombeo del eje en su rotación.



En el primer caso se precisa de todo un sistema de presión (bombas, refrigerantes, filtros, válvulas, etc); en el segundo se insertan unos aros a los que el eje provocará un giro que hará que aquellos eleven el lubricante desde su parte inferior, bañada por el aceite del recipiente, a la superior donde se encuentra

el cojinete; este sistema se utiliza para cojinetes de bolas cuando en lugar de grasa y debido a las cargas requiere ser lubricado por aceite en que el arrastre de calor generado es más eficiente.

Existe otro tipo de cojinete que absorbe los empujes axiales y se denomina *cojinete de empuje o cojinete pivotante*.

Límite de velocidad de cojinetes no hidrodinámicos.- Este límite de velocidad es función de la cantidad de calor que el cojinete sea capaz de generar. Los cojinetes esféricos generan más calor y, por lo tanto, tienen límites de velocidades inferiores a los de bolas o cilíndricos. El aceite arrastra el calor y disminuye su generación en mayor medida que la grasa.

Normalmente el *límite de velocidad* de un cojinete queda reducido a un tercio o a la mitad cuando se pasa de lubricación de aceite a grasa.

La *carga* que puede soportar el 90% de un grupo de cojinetes idénticos durante 1 millón de revoluciones, antes de que aparezca el primer signo de fatiga es:

ſ	Bola: 6.000 kg			
Carga a soportar: {	Cilíndrico: 8.400 kg			
	Esférico: 14.700 kg			
	Bola: 9.260 horas (1 año)			
El tiempo de vida es	: { Cilíndrico: 59.700 horas (7 años)			
	Esférico: 380.000 horas (43 años)			

Límite de utilización de cojinetes no hidrodinámicos.- Los cojinetes no hidrodinámicos (bolas, rodillos, esferas, agujas) tienen un límite de utilización en bombas centrífugas que si se rebasa implica el paso a cojinetes hidrodinámicos (en película de aceite).

Este límite viene definido por el producto ($d_p n \le 12000$) siendo d_p el diámetro primitivo del cojinete en pulgadas y n las revoluciones por minuto Fig VIII.3.

La refrigeración de la caja de aceite de cojinetes puede dar lugar a la condensación de humedades que pueden deteriorar la vida de los cojinetes.



Fig VIII.3.- Viscosidad mínima permitida en los aceites de lubricación a la temperatura de operación

Cuando en las cajas de cojinetes, como consecuencia de la refrigeración se alcanzan altos gradientes de temperatura, las tolerancias de los cojinetes se pueden reducir a valores inaceptablemente bajos; se sugiere que la temperatura en los cojinetes ha de ser lo suficientemente baja que permita conseguir viscosidades mínimas, por debajo de las cuales no se puede funcionar ya que la película de aceite puede no tener suficiente cohesión, resultando un contacto metal-metal.

Ejemplo.- Se desea saber si un cojinete de bolas de diámetro primitivo 2 pulgadas que gira a 3.600 rpm, lubricado por un aceite ISO 32, y que refrigerado por agua alcanza una temperatura de 57°C, funciona correctamente.

De la Fig VIII.3 se obtiene que para un factor de velocidad ($d_p n = 7200$) la viscosidad mínima requerida es de unos 75 SSU; como la viscosidad del aceite en cuestión a la temperatura de 57°C es según la Fig VIII.4 de 80 SSU, superior al mínimo requerido de 75 SSU, el cojinete funciona óptimamente. Si se elimina la refrigeración por agua, y se supone que la temperatura que se puede alcanzar es del orden de 85°C, la viscosidad para el mismo lubricante sería ahora de 49 SSU Fig VIII.4, que es inferior al valor mínimo exigido de 75 SSU.

Llevando este valor de la viscosidad al gráfico de la Fig VIII.3 se observa que la viscosidad es inferior a la mínima permitida según la curva superior para el ($d_p n = 7200$).

La solución radica en cambiar a un aceite ISO 100, suponiendo una temperatura de operación del orden de 85°C; en la Fig VIII.4 se encuentra que corresponde a una viscosidad de 100 SSU, superior a lo exigido en ambos gráficos. Experimentalmente se ha comprobado que para lograr un amplio funcionamiento de la bomba sin que aparezcan problemas en los cojinetes, éstos y la viscosidad del aceite de lubricación deben cumplir con el criterio expuesto.



VIII.4.- REFRIGERACIÓN DE LOS COJINETES HIDRODINÁMICOS

Para grandes bombas que manejen líquidos a temperatura inferior a 120°C y que cumplan con:

Diámetro del cojinete < 75 mm ; velocidad de rotación, 3.000 ÷ 3.600 r.p.m. Diámetro del cojinete < 150 mm ; velocidad de rotación, 1.500 ÷ 1.800 r.p.m.

se puede anular el sistema de refrigeración siempre que se haya comprobado, durante cuatro horas, la temperatura del aceite y la idoneidad de la viscosidad del mismo.

LUBRICACIÓN POR PULVERIZACIÓN DE ACEITE (Niebla).- Este sistema consiste en suministrar en diferentes puntos una alimentación continua de aceite de lubricación, atomizado mediante un sistema de distribución a baja presión (500 mm. c.a.) utilizando aire comprimido.

Existen dos sistemas de lubricación por pulverización de aceite:

Sistema Dry Sump Oil Mist.- Consiste en la eliminación del depósito de aceite en la caja de cojinetes (cárter seco), que se lubrican directamente mediante un suministro continuo de aceite fresco.

La turbulencia generada por la rotación de los cojinetes hace que las partículas de aceite suspendidas en la corriente de la nube de aceite, condensen en los elementos rodantes, mientras la niebla pasa a través de los cojinetes y sale a la atmósfera; esta técnica ofrece una serie de ventajas, como:

a) Las partículas de desgaste de los cojinetes no se reciclan a través de los cojinetes, sino que son arrastradas al exterior.

b) Se elimina el cambio periódico de aceite.

c) No existe el problema de descomposición del aceite, ni la formación de barros, así como la contaminación.

No es efectivo para cojinetes de camisa, ya que se necesitaría una gran cantidad de aceite.

Sistema Purge Oil Mist.- Consiste en la inyección de una nube de aceite, para reponer el de la caja de cojinetes.

En este sistema se utiliza un depósito de aceite convencional integral con la caja de cojinetes; la niebla de aceite tiene como misión aportar lubricante para contrarrestar las pérdidas que del mismo se originan; si el aporte es correcto, el sistema suministra la lubricación adecuada cuando por cualquier razón, el nivel de aceite en la caja de cojinetes desciende por debajo del aro de aceite o parte inferior del cojinete. El aceite se inyecta en la caja de cojinetes a una presión ligeramente superior a la atmosférica; este sistema previene de la entrada de humedad y polvo del aire exterior; sin embargo no evita la contaminación del aceite de la caja, como consecuencia del deterioro del aro de aceite o la pérdida de los aditivos antioxidantes.

VIII.5.- VELOCIDAD CRÍTICA EN BOMBAS DE ALTA PRESIÓN

El líquido que rodea al eje en rotación ejerce una influencia sobre éste de tal forma que su comportamiento mecánico queda afectado de la siguiente forma:

En los casquillos o aros de desgaste, el líquido se opone al desplazamiento del eje; la relación entre la fuerza resistente y el desplazamiento es la rigidez del aro.

Si el eje gira en unos casquillos de tolerancias muy estrechas, flexa bajo la influencia de un cierto desequilibrio (fuerza centrífuga) y toma una posición excéntrica en el casquillo, el campo de presiones alrededor del casquillo se hace asimétrico, por lo que aparece una fuerza F que se opone a la deflexión r proporcional a la misma, así como a la caída de presión a través del casquillo Δp .

La fuerza F es:

$$F = K r \Delta p$$

En las bombas centrífugas, la presión es proporcional al cuadrado de la velocidad angular w² por lo que la fuerza F se puede poner en la forma:

$$\mathbf{F} = - \frac{\mathbf{k} \Delta \mathbf{p}_0}{\mathbf{w}_0^2} \mathbf{r} \mathbf{w}^2$$

ecuación análoga a la que define la fuerza centrífuga:

$$F = -\frac{mv^2}{r} = -mrw^2 = -\frac{k\Delta p_0}{w_0^2}rw^2 \implies m = -\frac{k\Delta p_0}{w_0^2} ; m_L = \frac{k\Delta p_0}{w_0^2}$$

$$BC_VIII_{-88}$$

siendo Δp_0 la caída de presión a la velocidad w_0 ; el valor de m_L es la *masa de Lomakin*. La Fig VIII.5 representa un sistema con eje sin masa, que posee una rigidez mecánica K_s y lleva una masa concentrada *m* de excentricidad inicial *e*.

Si se supone que los aros de desgaste y los casquillos están representados por una masa m_L de Lomakin, a la velocidad angular w_0 el eje flexa el valor r para el cual, tanto la fuerza centrífuga como la fuerza elástica, se compensan mutuamente en la forma:

$$m(r + e)w^{2} = (K_{s} + m_{L}w^{2})r$$
; $\frac{r}{e} = \frac{mw^{2}}{(m - m_{L})w^{2} - K_{s}}$

Cuando se alcanza la velocidad angular crítica, el valor de $\frac{r}{e}$ tiende a cero, (se ha despreciado el amortiguamiento), siendo la velocidad crítica: $w_{cr it} = \sqrt{\frac{K_s}{m - m_L}}$

Si el eje gira en el aire $m_L = 0$, y la velocidad crítica viene dada por: $w_{cr it} = \sqrt{K_s/m}$

La relación entre las velocidades críticas, considerando el eje inmerso en el líquido y en el aire, es:

Fig VIII.5

$$\frac{w_{\text{crit}}}{w_{\text{seco}}} = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{m}{m_{\text{L}}}}}$$

Cuando la masa *m* coincide con la masa de Lomakin, resulta que no existe velocidad crítica en el rotor; a medida que aumenta la velocidad de rotación, la variación de presión Δp a través de los aros de desgaste también aumenta, así como la nueva velocidad crítica.

VIII.6.- EQUILIBRADO DEL IMPULSOR

Equilibrado estático.- Los impulsores tienen que estar equilibrados estática y dinámicamente; un rotor estará desequilibrado estáticamente cuando el centro de gravedad no coincida con el centro de giro. Si el centro de gravedad se halla desplazado una distancia *r* del centro de giro, cuando este impulsor esté girando a una velocidad angular *w*, el eje y los cojinetes se hallarán sometidos a una fuerza ($f = m r w^2$), siendo *m* la masa del impulsor.

Si, $r = 0 \Rightarrow (f = 0)$, y el c.d.g. coincide con el centro de giro (rotor equilibrado totalmente); al aumentar el valor de las variables *m* y *r*, el valor de *f* crece linealmente, mientras que un incremento de la velocidad



angular w incide cuadráticamente sobre el valor de f.

Para efectuar el equilibrado del rotor se ha de pasar de un equilibrio estable a un equilibrio indiferente. En la Fig VIII.6 se observa que el c.d.g. y el centro de giro están alineados según la vertical; para desplazar el c.d.g. hacia el centro de giro se puede poner una masa m_A en el punto A de forma que:

$$m_A \frac{D}{2} = m_r$$

o bien se elimina esta misma masa en el punto B que es lo que se hace normalmente.



Equilibrado dinámico.- Si se supone que las dos caras del impulsor, (que juntas están equilibradas estáticamente y separadas tienen un desequilibrio estático localizado Fig VIII.7), al girar éste aparecen dos fuerzas iguales y opuestas separadas una distancia *d* que generan un par perpendicular al plano de la figura, de forma que el impulsor tiende a flexar y, por lo tanto, el eje. Para equilibrar dinámicamente el impulsor hay que contrarrestar estas fuerzas o desequilibrar independiente cada cara del impulsor; para el caso de dos o más impulsores se sigue un tratamiento similar.

VIII.7.- ACOPLAMIENTOS

ILa transmisión del movimiento de rotación entre el eje de la máquina con-
Guctora y el de la conducida, se realiza por medio de un acoplamiento; si éste
es rígido, los errores en la alineación y los desplazamientos debidos a la dilatación por las altas tempera-
turas del líquido bombeado, originan grandes esfuerzos axiales y radiales que se transmiten a ambas
máquinas con el consiguiente deterioro, por lo que es necesario que el acoplamiento tenga la elasticidad
suficiente para absorber estos esfuerzos.

Los acoplamientos pueden ser de discos flexibles, de laminillas en forma de resorte o bien de engranajes con dientes abombados para permitir desplazamientos angulares entre ejes.

Cuando el desmontaje de alguna pieza de la bomba requiera un espacio axial sin necesidad de soltar la unión de las bridas de la bomba a sus tuberías, se monta el acoplamiento con una pieza intermedia (espaciador) entre los platos lado bomba y lado motor.

El parámetro básico para la selección de un acoplamiento es el par que ha de transmitirse desde el motor a la bomba, que queda determinado si se conoce la potencia absorbida por la máquina y la velocidad de giro, que se calcula mediante tablas de selección en función de la relación (potencia/ velocidad de giro). Un dato a tener presente es el máximo par que el acoplamiento ha de transmitir y que se presenta durante la puesta en marcha de la bomba; su valor depende de la curva de arranque del motor eléctrico.

Generalmente, los fabricantes de acoplamientos tienen presente que, durante el arranque, el par es superior al nominal de operación, pero ello no evita el que se deba verificar si el par en exceso considerado por el fabricante, como consecuencia del arranque, es igual o superior al incremento de dicho par de arranque del motor respecto al par nominal.

Cuando los motores eléctricos llevan cojinetes de camisas (generalmente para potencias superiores a 200 CV), es imprescindible limitar el desplazamiento axial del eje del motor (como consecuencia de su dilatación térmica), para evitar que los cojinetes hagan impacto contra los topes.

Los valores límite del juego axial son del orden de ±3 mm.

IX.- CIERRES Y EMPAQUETADURAS

IX.1.- EMPAQUETADURAS

Se llaman empaquetaduras o cierres, a ciertos dispositivos cuyo fin es proporcionar un cierre que reduzca la cantidad de líquido que se pierde por fugas entre una parte en movimiento y otra fija de un equipo.

No obstante, y cuando las características del líquido que se bombea lo permitan, esa empaquetadura no está diseñada para crear una total estanqueidad, ya que estas mismas fugas sirven para lubricar las partes móviles y fijas en contacto.

Las formas más simples de empaquetaduras están formadas por varios anillos de un material flexible insertados dentro de una cámara circular que se llama caja de empaquetaduras, Fig IX.1. Un anillo circular que se mantiene mediante pernos ajustables, ejerce presión contra los anillos, apretándolos fuertemente contra el eje.

Si el líquido que se maneja no es apto para la lubricación, ésta se consigue mediante un aceite que se suele introducir hacia la mitad de la caja de prensaestopas o de empaquetaduras y es el que lubrica el eje.

Este aceite cumple uno o más de los siguientes puntos:

a) Como lubricante cuando el líquido bombeado no puede hacerlo

b) Como un medio para limpiar partículas abrasivas.

c) Para eliminar líquidos corrosivos que pudieran fugar

d) Como refrigerador de las empaquetaduras cuando se manejan líquidos calientes; en este caso el aceite circula y se enfría a fin de ir eliminando calor.

e) Evita que el aire o agua pueda entrar en la carcasa si la presión en su interior es inferior a la atmosférica.

En algunas condiciones, el líquido que escapa a través de los anillos de la empaquetadura, puede hacer las mismas funciones que el aceite de lubricación y luego es devuelto a la línea de aspiración con lo que se reducen las pérdidas y se reduce el empuje axial.

Para productos petrolíferos y agua se usan anillos de asbesto grafitado.

Otras veces se emplean metales blandos como plomo o aluminio, o materiales sintéticos, como plásticos, teflón, caucho.



Fig IX.1.- Tipos de cierres con empaquetadura

Para controlar las fugas de empaquetaduras hay que tener en cuenta las siguientes reglas:

a) Las empaquetaduras nuevas se hinchan cuando su humedecen o calientan, por lo que hay que aflojar el casquillo de cierre para disminuir la presión.

b) No incrementar la presión en la empaquetadura bruscamente, apretando los pernos del casquillo por igual.

En las plantas de refino, en las petroquímicas y en la mayoría de las químicas, las empaquetaduras están prácticamente en desuso y sustituidas por cierres mecánicos.

En las plantas donde los líquidos trasegados contienen gran cantidad de partículas abrasivas (papel, alúmina, etc.) se usan empaquetaduras, ya que bajo estas condiciones operativas, la vida de los cierres mecánicos se acortaría sensiblemente.

Para evitar el derrame del líquido de la bomba a la empaquetadura, se le inyecta un líquido, que puede ser exterior al sistema, o mediante recirculación de la descarga de la bomba, que asegure la refrigeración y lubricación de la empaquetadura en su contacto con la camisa del eje.

A veces no existe aportación de líquido mediante conexión exterior sobre la caja de empaquetaduras y simplemente se aprovecha la sobrepresión de la cámara del impulsor respecto a la atmósfera, dejando escurrir al líquido para que, a través de la empaquetadura, salga al exterior en forma de gotas, con lo que se restringe el escape de líquido y se asegura la refrigeración y lubricación de las estopas.

Si el líquido a bombear tiene partículas abrasivas que pudieran dañar a la empaquetadura y camisa, se utiliza una recirculación intercalando un separador ciclónico de partículas o se instala una conexión exterior de líquido limpio y compatible con el líquido bombeado.

Cuando la tensión de vapor del líquido bombeado esté próxima a la atmosférica 0,7 kg/cm², si se utiliza recirculación o salida directa restringida del líquido desde la cámara de la bomba al exterior a

través de la empaquetadura, el líquido en su intento de salir a la atmósfera se calentará sensiblemente, debido al roce de la estopa con el eje, lo que se traduce en un aumento de la tensión de vapor del líquido que puede superar a la atmosférica, por lo que el carácter lubricante y refrigerante del líquido quedaría inhibido, ya que pasaría a la fase de vapor; la vida de la empaquetadura se acortaría prematuramente y la camisa de la empaquetadura sería refrigerada mediante inyección de agua.

Para conseguir un escape aceptable de líquido, se pueden seguir dos caminos:

a) Instalar pocas estopas y aumentar la tensión sobre el prensaestopas.b) Instalar un gran número de estopas y someter al prensaestopas a una baja tensión.

En el primer caso el salto de presión desde la cámara del impulsor a la atmósfera se realiza con poco número de estopas; si se desea restringir el derrame, habrá que aumentar sensiblemente el apriete sobre el prensaestopas, por lo que el rozamiento entre empaquetadura y eje sería muy alto y al cabo de cierto tiempo éste quedaría muy rebajado como consecuencia del desgaste; la vida de la empaquetadura sería muy corta.

En el segundo caso el problema apuntado quedaría solventado, pero la longitud de la caja de empaquetadura sería inviable si el número de estopas es muy elevado, por lo que hay que llegar a una solución de compromiso instalando un máximo de siete estopas.

Cuando el líquido a manejar es tóxico o inflamable, interesa colocar un *quench* (inyección exterior) en la parte exterior de la caja de empaquetadura que sirve para arrastrar a zona segura el líquido de goteo que escurre a través de la empaquetadura.

IX.2.- CIERRES MECÁNICOS

Los cierres mecánicos están sustituyendo paulatinamente a los sistemas de empaquetaduras; su principal ventaja sobre éstas radica en la reducción de las fugas o pérdidas. Su uso por ahora está limitado para bombas en las condiciones de temperatura y presión inferiores a 250°C y 35 kg/cm², aún cuando su diseño y duración van mejorando continuamente.

Los anillos de las empaquetaduras se construyen con diferentes tipos de materiales según el servicio que deban prestar. Cualquier fuga de un producto que hierva por debajo de 95°C se puede perder.

Los productos pesados pueden ir a un sumidero y ser recuperados, pero la solución más económica es impedir que escapen de la máquina y se pierdan.



Fig IX.2.- Cierres mecánicos de una superficie de contacto

Además de las limitaciones de temperatura y presión, los cierres mecánicos solo se pueden emplear en bombas centrífugas y no en las alternativas.

Cuando una bomba que tenga cierres mecánicos está en reserva, conviene mantenerla a su presión de aspiración.

La principal desventaja de los cierres mecánicos, Fig IX.2, es su mayor coste inicial y el hecho de que una vez que empiezan a perder líquido no hay forma de cortar la fuga.

Para cortarla hay que parar la bomba y la reparación lleva un tiempo mayor que el que se necesitaría para reparar un cierre de empaquetaduras, por lo que el uso de cierres mecánicos está justificado sólo cuando se pretenda una reducción de pérdidas de líquido.

DISEÑO DE CIERRES MECÁNICOS.- Un cierre mecánico consta de un anillo que gira con el eje mantenido por la presión de un muelle contra anillo o asiento estacionario que suele ser de carbón.

El eje a la salida precisa de unas ciertas tolerancias para evitar fricciones con la carcasa, por lo que a través del espacio así originado una fracción del líquido bombeado se va a derramar al exterior, siendo necesaria una cierta hermeticidad entre el eje y la carcasa, que se consigue mediante el cierre mecánico o la empaquetadura.

La parte rotatoria del cierre y la estacionaria, tienen unas superficies de contacto perfectamente pulimentadas para que exista una holgura del orden de cien milésimas de milímetro.

La parte giratoria se suele hacer de acero inoxidable. Las dos partes se deben mantener siempre muy juntas para evitar la acumulación de óxidos, polvo, etc.

El cierre, Fig IX.3, consta de dos partes, una fija, solidaria a la carcasa con juntas de estanqueidad, y otra giratoria solidaria al eje.

Las partes fija y móvil se hallan en contacto, friccionando la cara móvil sobre la fija; este contacto entre caras da lugar a la hermeticidad del sistema.

La fuerza que ejerce la cara móvil sobre la fija viene dada por la presión del líquido en la cámara de cierre. La hermeticidad a bomba parada se consigue mediante uno o varios muelles.

EQUILIBRADO DE CIERRES MECÁNICOS.- Sea la cara móvil de un cierre no equilibrado, Fig IX.4a, en la que la superficie S_1 coincide con la S_2 de contacto, ejerciendo el líquido una fuerza total, (p S_1). En la cara móvil representada en la Fig IX.4b, la fuerza total que el líquido ejerce sobre la superficie S_1 es, p S_1 , pero aquí, $S_2 > S_1$, por lo que éste es un cierre equilibrado.



Fig IX.3.- Cámara de cierre



Fig IX.4a.b.- Cara móvil de un cierre

El grado de equilibrado viene dado por la relación $\frac{S_1}{S_2}$.

El equilibrio de un cierre viene dado por la presión en la caja del cierre. Si la presión es alta, interesa que la sección S_1 sea pequeña para que el producto (p S_1) disminuya y la fuerza de contacto en la superficie S_2 sea lo suficientemente baja como para no deteriorar el cierre o que se verifique un desgaste prematuro.

Para bajas presiones en la caja del cierre, interesa un cierre no equilibrado.

Las caras del cierre, en su frotamiento, requieren de una cierta refrigeración y lubricación, que se logran mediante la inyección de líquido bombeado, que se recircula tomándolo de la impulsión e inyectándolo en el cierre.

Si el líquido se bombea a alta temperatura, para refrigerarlo se utiliza un intercambiador de calor y si tiene partículas en suspensión, en la recirculación se puede intercalar un separador ciclónico.

Cuando la fuente de inyección es exterior, y si el cierre es simple y no se puede recircular el líquido bombeado (alta temperatura, carácter abrasivo, etc.), se inyecta a las caras del cierre un líquido exterior sellador siempre que éste sea compatible con el líquido que se bombea.

Cuando se bombean líquidos tóxicos o de fácil inflamabilidad, la hermeticidad del cierre se asegura haciendo circular, entre la cara fija del cierre y la tapa, un líquido exterior sellador.

En caso de rotura del cierre, el líquido sellador arrastrará el líquido peligroso sin que exista la posibilidad de que éste se escape a la atmósfera; la hermeticidad se asegura instalando una empaquetadura en el extremo de la caja del cierre junto a la tapa. El líquido sellador se utiliza en los cierres dobles, Fig IX.5, y cuando exista la posibilidad de que el líquido cristalice en contacto con la atmósfera. Los líquidos exteriores de vapor, o de agua caliente, se utilizan cuando existe la necesidad de mantener altas temperaturas en la cara del cierre, bien por estar transvasando líquido con posibilidad de cristalización a baja temperatura, o por la necesidad de mantener en las caras del cierre una fase de vapor del líquido bombeado.

CIERRES MECÁNICOS DOBLES.- Cuando se bombean líquidos abrasivos, volátiles, fáciles de cristalizar, y a alta temperatura, se provoca una recirculación en el sistema de cierre y se perjudica la vida de las caras del cierre.

Para líquidos muy tóxicos, interesa aumentar el grado de seguridad del cierre en caso de rotura (si es simple), que se soluciona mediante la instalación de un cierre doble, que puede ser de caras opuestas o en tándem, Fig IX.6, y que requiere de una alimentación exterior que sirve para refrigerar y lubricar sus caras, y arrastrar la pequeña cantidad de materia tóxica que haya podido entrar en la cámara del cierre.

El líquido sellador puede circular en circuito abierto o cerrado; en circuito cerrado la refrigeración puede ser por sistema termosifónico (variación de la densidad del líquido con la temperatura), o mediante un intercambiador de calor (con una pequeña bomba); el circuito cerrado se utiliza cuando no se requiere un arrastre de la pequeña cantidad del líquido de la bomba que pudiera introducirse en la caja del cierre. El sistema termosifónico se usa en bombas frías o criogénicas y emplea como líquido de sellado, una disolución de metanol o propanol en agua. La presión en la cámara del cierre tiene que ser, por lo menos, igual a la presión de impulsión de la bomba.



Fig IX.5.- Cierre mecánico (doble) con dos superficies de contacto



Fig IX.6.- Cierres dobles de caras opuestas y en tándem

IX.3.- CLASIFICACIÓN DE LOS CIERRES MECÁNICOS

Alta velocidad.- El factor velocidad decide el método en que se debe montar el cierre y a tal objeto se aconseja:

a) Cabezal rotativo (disposición normal) hasta 3.500 rpm.

b) Cabezal estacionario (disposición invertida) hasta 10.000 rpm.

c) Cierres especiales para servicio de gas hasta aproximadamente 7.500 rpm.

d) Para velocidades aún más altas se aconsejan materiales como el carburo de tungsteno, que tiene la propiedad

de ser autopulidor y bajo coeficiente de rozamiento

Líquidos viscosos.- Presentan dos problemas:

a) Dificultades para mantener la película líquida entre las caras que rozan

b) Atascamiento del o de los muelles.

Para prevenir estos inconvenientes, se aconseja:

1) Reducir a la mitad el espesor de la cara de carbón si la viscosidad supera los 1.500 segundos Reedwood nº1

2) Caras invertidas o cierres especiales para servicios pesados si la viscosidad supera los 3.000 segundos Reedwood nº 1.

3) Cierres montados externamente y con asientos calentados mediante vapor.

4) Cierre de muelle único

Disoluciones.- Una disolución lleva consigo tres problemas esenciales:

a) En el caso de cabezales rotativos (disposición normal), las caras que rozan drenan hacia el exterior

b) En el caso de cabezales estacionarios (disposición invertida), cristalización entre las caras que rozan

c) Tendencia al agarrotamiento de las caras

Antes de hacer una recomendación, es importante conocer con exactitud si la disolución es sobresaturada y contiene sólidos en suspensión o si es diluida y el líquido es limpio.

A título indicativo, para soluciones acuosas, se sugiere:

1) Cierre simple para concentraciones al 20% y temperaturas de unos 20°C (solución fría) o concentraciones al 10% y temperaturas superiores a 80°C (soluciones calientes).

2) Cierre doble para concentraciones superiores al 20%.

Sólidos en suspensión.- En estos casos se aconsejan las siguientes soluciones:

a) Cierres simples con caras de carbón y cerámica, y con recirculación desde la impulsión, cuando se trate de concentraciones inferiores al 5% en peso y solamente cuando la cámara del cierre esté sobredimensionada.

b) Inyección exterior de líquido entre las caras

c) Separador ciclónico.

d) Cierre con muelle único.

e) Cierre montado externamente en baño de aceite, de agua o bien de líquido compatible.

f) Cierre doble con líquido refrigerante de flushing a una presión de 2 a 3 kg/cm² superior a la existente en la cámara del cierre.

Servicios de gas.- Como no es posible mantener la película líquida entre las caras, se prescriben en estos casos cierres dobles; el creciente empleo de estas aplicaciones ha sugerido la construcción de cierres para gases.

Por tener que funcionar en seco, dichos cierres están diseñados de manera que puedan desprender rápidamente el calor, reduciendo al mínimo el desgaste.

Para valores bajos del factor pV se pueden usar también cierres tipo standard, teniendo además en consideración las siguientes precauciones:

a) Cierres con anillos estacionarios enfriados y cargas de los muelles reducidas hasta aproximadamente la mitad (montados internamente).

b) Cierres equilibrados con carga de los muelles hasta aproximadamente la mitad (montados externamente).

Material	Límite de temp.	Peso esp.	Resist. química	Resist. compresión	Resist. abrasión
Neopreno	-55°C a +425°C	1,25	Pobre	-	Ligera a buena
Fluorocarbón du Pont Viton	-25°C a +235°C	1,85	Buena	Excelente	Ligera a buena
Etileno. Propileno EPDM	-50°C a +175°C	0,86	-	-	-
Poliacrilato	-30°C a +175°C	1,09	-	Ligera	-
Silicona	-115°C a +260°C	1,1-1,6	Buena	Buena	Pobre
Uretano	-55°C a +115°C	1,25	Buena	Ligera a buena	Excelente
Perfluorelastomer du Pont Kalrez (ECD-006)	-35°C a +290°C	2,01	Buena	Ligera a buena	Ligera a buena
Goma sintética (interior). Teflón (exterior)	Hasta 205°C	-	Buena	Superior a solo teflón	Ligera
Flúor o silicona	-70°C a +205°C	1,4	Buena	_	Ligera

Tabla.- IX.1.- Propiedades de algunos materiales

IX.4.- CIERRES MECÁNICOS PARA ALTAS Y BAJAS TEMPERATURAS

El problema de los cierres mecánicos son las juntas; el material de la junta que más alta temperatura soporta es el Perfluoroelastomer que llega a 280°C.

Para bajas temperaturas la silicona es el elemento óptimo, pues puede soportar los -120°C.

Trabajar fuera de estos límites de temperaturas implica cierres de ejecución distintos a los conven-

cionales, para evitar la complicación de intercalar circuitos de refrigeración o de calefacción en la línea de recirculación del cierre, o bien cancelar todo tipo de inyección exterior (quench).

Existen cierres especiales que pueden operar a temperaturas del orden de 400°C de máxima y -180°C de mínima, que se construyen eliminando las juntas convencionales. La ventaja de estos cierres es que no requieren líquido sellador, lo que simplifica notablemente la instalación.

En algunos casos se instala un sistema de refrigeración de la caja del cierre por agua, para evitar la formación de la fase de vapor entre las caras del cierre como consecuencia de las altas temperaturas. Si el producto maneja partículas abrasivas, se puede optar por instalar un sistema de inyección proveniente de la descarga de la bomba, intercalando un separador ciclónico.

Otra solución sería la inyección exterior de un líquido, compatible con el de bombeo.

Para evitar las coquizaciones se puede prever la inyección exterior de un líquido de arrastre.

IX.5.- SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LA CARCASA

Aunque debido a las características del líquido bombeado, una carcasa de fundición puede cumplir las presiones y temperaturas de operación, las carcasas de acero se utilizan también en las siguientes condiciones:

Si el líquido es tóxico o inflamable:

a) Para temperaturas superiores a 177°C.

b) Para líquidos con presión de vapor superior a 1 atm, medida a la temperatura de bombeo o a 38°C, según el valor superior.

c) Para líquidos con pesos específicos menores de 0,825 a temperatura de bombeo, junto con una máxima presión de descarga de 10,5 kg/cm².

d) Cuando la presión de descarga supere los 17,5 kg/cm².

Para líquidos relacionados con el refino y la petroquímica se utilizan carcasas de:

a) Hierro fundido

b) Bronce

c) Acero al carbono, apto para soldadura autógena para servicios de alta temperatura, y para aplicaciones relativamente no corrosivas, cuando se precisen cualidades físicas superiores a las del hierro fundido

d) La gama de **aceros al cromo** cubre un rango variable entre el acero al cromo (4% ÷ 6%) apto para trasegar productos de corrosión suave, como agua de alimentación de calderas desaireadas, y el acero al cromo 17% apto para trasegar soluciones oxidantes, como altas concentraciones de ácido nítrico.

El acero al cromo 11,5% ÷ 13% tiene excelente resistencia al agua fresca y ácidos de corrosión suave como el ácido carbónico.

El de mayor contenido en cromo es el más resistente a la corrosión en aquellas aplicaciones para las cuales estén especificados.

El más conocido de los aceros inoxidables, y ampliamente usado, es el acero inoxidable 18-8 (austenítico), siendo su resistencia a la corrosión superior a la de los anteriores.

e) El Alloy 20 es satisfactorio para todas las aplicaciones anteriores y para algunos de los líquidos más corrosivos como los ácidos clorhídrico y sulfúrico caliente de mediana concentración.

f) El Ni-Resist comprende dos tipos de hierro fundido austenítico. El tipo I tiene buena resistencia a la corrosión para una gran variedad de líquidos; se utiliza en la industria química para bombear pulpas de muchas sales, solamente cuando no se especifica el tipo II que, libre de cobre, se emplea para bombear líquidos altamente alcalinos.

Ambos tipos tienen, comparativamente, un alto coeficiente de dilatación que se debe tener en cuenta cuando se prevean altas temperaturas.

g) El Monel cubre las aleaciones níquel-cobre, que tienen una excelente resistencia a la corrosión de una gran variedad de líquidos no oxidantes, particularmente agua de mar y otras soluciones cloradas. Dentro de límites restringidos de temperatura y concentración se pueden usar para bombear los ácidos clorhídrico y fluorhídrico. No es adecuado para usar con ácido nítrico y la mayor parte de las aguas ácidas de mina.

h) Las fundiciones comerciales de níquel, se usan frecuentemente para manejar álcalis calientes en industrias de detergentes, donde se desean productos puramente blancos.

Aunque el níquel tiene excelente resistencia a todos los corrosivos, su fundición presenta problemas, por lo que se prefieren normalmente otras aleaciones comerciales.

IX.6.- MANIOBRAS DE ARRANQUE Y PARADA

PUESTA EN MARCHA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA.- Para poner en marcha una bomba centrífuga hay que tener presente las siguientes consideraciones:

a) Comprobar todos los purgadores, bridas, líneas, etc., asegurándose de que no se ha olvidado ninguna junta ciega.

b) Si la bomba está recién instalada, comprobar que puede girar sin dificultad rodándola a mano. Comprobar que el sentido de rotación del motor es el correcto.

c) Comprobar la lubricación de los cojinetes y demás partes móviles.

d) Comprobar los cierres líquidos.

e) Cerrar la válvula de impulsión, abrir la de aspiración plenamente y llenar de líquido la carcasa. Púrguese el aire o vapor por el purgador situado en la parte más alta de la carcasa. Si el líquido que vamos a bombear es caliente déjesele fluir hasta que caliente la carcasa.

f) Si la bomba está accionada por una turbina, hay que purgar la línea de vapor a través de la misma con el fin de calentarla y eliminar condensados. Asegurarse que la válvula de vapor de escape está abierta. Comprobar asimismo la lubricación.

g) Poner en marcha la bomba hasta alcanzar la presión normal y abrir entonces la válvula de impulsión lentamente y asegurarse que la presión se mantiene en su valor. Hay que tener en cuenta que si se abre demasiado rápidamente la válvula de impulsión, se puede originar una pulsación repentina con la pérdida de la succión.

PARADA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

a) Cerrar la válvula de impulsión; ésto reduce la carga del motor y evita el retroceso si la válvula de retención no funcionase.

b) Parar el motor o turbina.

c) Dejar la bomba llena de líquido a menos que el producto tenga un alto punto de congelación o viscosidad. En este caso vaciar la bomba cerrando previamente la válvula de aspiración. Abrir la purga de presión de la bomba. Volver a cerrar esta purga. Si la bomba se deja preparada para entrar en servicio, dejar la aspiración abierta.

d) Si existen líneas que lo permiten, mantener calientes las bombas de reserva.

e) Si se va a hacer en la bomba alguna reparación, cerrar todas las válvulas de bloqueo y vaciar la bomba.

COMPROBACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA EN FUNCIONAMIENTO

a) Comprobar la presión de descarga

b) Comprobar la empaquetadura. Si tiene anillo empaquetador, comprobar que no está sobrecalentada o comprobar la presión si tiene engrase de anillo. Si el cierre es mecánico no se precisa ajuste.

c) Comprobar el nivel de aceite lubricante en la envoltura del cojinete.

d) Comprobar manualmente si existe una excesiva vibración y ruidos.

INCIDENCIAS

- El motor no anda:

a) Comprobar el pulsador principal

b) Probar a girar el eje manualmente

c) Si se nota un zumbido no mantener el botón de arranque impulsado más de dos segundos

- El motor tarda en alcanzar la velocidad:

a) Tocar los cojinetes

b) Probar a mover manualmente y ver si la empaquetadura está demasiado apretada

- El motor se dispara continuamente cuando está andando:

- a) No probar a ponerlo en marcha más de dos o tres veces seguidas
- b) No utilizar materiales extraños para ajustar el botón de arranque

- El motor echa humo:

a) Pararlo inmediatamente.

b) Si la bomba no impulsa líquido, puede que no esté bien cebada, por lo que es necesario llenarla completamente de líquido, siendo a veces difícil expulsar hasta la última burbuja de aire o vapor. También puede ser que la velocidad de giro es demasiado baja, con lo que la altura alcanzada no es suficiente para vencer la carga de la bomba.

c) El rotor o la línea de aspiración pueden estar obstruidos

d) Entra aire en la bomba por alguna fuga

e) La succión no es suficiente

f) La bomba está girando en sentido contrario al debido

- La bomba impulsa líquido pero no el suficiente: Puede ser debido a alguna de las razones anteriores o a que el rodete esté parcialmente obstruido.

- Defectos mecánicos : Son debidos a desgastes en los anillos de cierre, carcasa, juntas de bridas, etc.

	(a) Velocidad baja			
	b) Vapor o aire en el lquido			
- Presión insuficiente por {	c) Diámetro del rodete d) Diámetro del rodete demasiado pequeño		
	d) Sentido de giro inver	tido		
	f) Anillos gastados.			
- Fallo de la bomba nada más ponerla en marcha por {		(a) Succión insuficiente		
		b) Bolsas de aire en la línea de aspiración		
		c) Empaquetaduras estropeadas y entrada de aire		

- Ruidos anormales por { a) Cavitación b) Mal alineamiento

	(a) Velocidad excesiva
- La bomba consume demasiada potenc	<i>ia por</i> { b) Sentido de giro inverso
	c) Eje combado, empaquetaduras demasiado apretadas.
	(a) Empaquetaduras estropeadas o lubricación insuficiente
- Fugas de líquido por el prensaestopas	b) Empaquetaduras mal colocadas
	c) Manguitos descentrados
	d) Eje torcido o doblado
	a) Maia Iubricacion
- Fallo repetido de algún cojinete por	b) Mal alineamiento
- Fano repenao ae aigan cojinere por	c) Cavitación
	d) Mala instalación

X.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

X.1.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

En la bomba volumétrica el desplazamiento del líquido se realiza en un proceso en el que se verifica el desalojo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, etc), con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción del líquido o cámara de aspiración, con la cavidad de descarga o cámara de impulsión, pudiendo tener una o varias cámaras de trabajo.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la de descarga de la bomba, con un aumento de presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal trasegado.

La cavidad de aspiración tiene que estar, siempre, herméticamente aislada de la de descarga o impulsión; a veces se puede admitir la existencia de pequeñas filtraciones de líquido a través de las holguras, *deslizamiento*, aunque en proporciones muy pequeñas frente al suministro de la bomba.

En general, todas las bombas volumétricas son autoaspirantes, o autocebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear una rarificación tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

*El caudal aspirado por la bomba q*₁, (cuando la hermeticidad de la misma es absoluta para un funcionamiento normal y sin cavitación, por lo que se puede asegurar el llenado de las cámaras de trabajo con el líquido a trasvasar, lo que implica la no existencia de fugas ni vaporizaciones), es:

$$q_1 = \frac{Wn}{60} = \frac{Vzn}{60} \frac{m^3}{seg}$$

en la que:

W es el volumen de trabajo de la bomba, igual al volumen de líquido incompresible suministrado por la misma

en una revolución de su eje propulsor, en condiciones perfectas de funcionamiento.

V es el volumen correspondiente a cada cámara de trabajo en cada vuelta del eje de la bomba, también conocido como volumen útil de la cámara de trabajo

z es el número de cámaras de trabajo de la bomba

n es el número de rpm del eje de la bomba

Como el suministro teórico de la bomba volumétrica no depende de la altura de carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama (H_m, q) para, n = Cte, es una recta paralela al eje de ordenadas, Fig X.1a.



Fig X.1.- Curvas características teórica y real

El caudal q impulsado por la bomba, teniendo en cuenta las posibles fugas y la cavitación es:

$$q = \frac{V z n}{60} - P \acute{e} r didas fugas = q_1 - q^* = \frac{V z n}{60} - \frac{C_s z V \Delta p}{2 \pi \eta} = \frac{V z n}{60} - k \frac{\Delta p}{\eta^m} = q_1 \eta_{vol}$$

en la que:

 C_s es un coeficiente de deslizamiento que aparece como consecuencia de las fugas de líquido, entre las cámaras de aspiración e impulsión

 $\Delta p = p_{imp} - p_{asp} = p_2 - p_1$

 η es la viscosidad dinámica del líquido

m es un coeficiente menor que la unidad, y que para las bombas volumétricas vale 0,5

El *par motor teórico* C_t del rotor de la bomba se obtiene a partir del trabajo desarrollado por el pistón, con una carrera c, en la forma:

Trabajo:
$$\begin{cases} T = 2 \pi r F = |r F = C_t| = 2 \pi C_t \\ T = (\Delta p \Omega) c z = \Delta p V z \end{cases} \implies 2 \pi C_t = \Delta p V z$$

 $C_{t} = \frac{\Delta p \ V \ z}{2 \ \pi} = \left| \ q_{1} = \frac{V \ z \ n}{60} \ \right| = \frac{30 \ q_{1} \ \Delta p}{\pi \ n}$

El *par motor real C* en función de Δp , *n* y la fricción es:

$$C = C_t + C_{\text{arrastre}} + C_{\text{rozam}} + C' = \frac{\Delta p \, V \, z}{2 \, \pi} + C_w V \, z \, \eta \, n + \frac{\lambda V \, z \, \Delta p}{2 \, \pi} + C' = \frac{30 \, \text{N}}{\pi \, \text{n}}$$

con:

 C_w coeficiente de arrastre

 λ coeficiente de rozamiento

C' par motor que aparece debido a la fricción, que es independiente de n y de Δp

BV.X.-104

Potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido: $N_h = \gamma q_1 H_t = \gamma q_1 \frac{H_m}{\eta_{man}} = \gamma \frac{V z n}{60} \frac{H_m}{\eta_{man}}$ Potencia útil de la bomba: $N_u = \gamma q H_m = q \Delta p = \frac{V z n \Delta p}{60 \eta_{vol}}$ Potencia a comunicar al eje de la bomba:

 $N = \frac{\gamma \ q \ H_m}{\eta} = \frac{\gamma \ q_1 H_m}{\eta_{\text{man}} \eta_{\text{mec}}} = \frac{\gamma \ V \ z \ n \ H_m}{60 \ \eta_{\text{man}} \eta_{\text{mec}}} = \frac{V \ z \ n \ \Delta p}{60 \ \eta_{\text{man}} \eta_{\text{mec}}} = C \ \frac{\pi \ n}{30}$

Rendimiento de la bomba: $\eta = \frac{N_u}{N} = \frac{30 \text{ g} \Delta p}{\pi \text{ C n}}$

X.2.- BOMBAS DE ÉMBOLO

En las bombas de émbolo el líquido es desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un pistón, accionado por un mecanismo biela manivela, aunque también se pueden utilizar otros mecanismos, como levas, excéntricas, etc.

En las bombas de émbolo más usuales existen válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido a través de la cámara de trabajo que, mientras se está llenando, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada, invirtiéndose la posición de las válvulas durante el desalojo o impulsión del líquido; estas válvulas sólo se abren por la acción del gradiente de presiones, y se cierran por su propio peso o por la acción de algún mecanismo con muelle. Según el número de cámaras de trabajo se dividen en bombas de simple efecto (z = 1) y de doble efecto (z = 2).

En la *bomba de simple efecto*, el líquido se impulsa únicamente durante media vuelta de la manivela, por cuanto, en la segunda media vuelta, el líquido se aspira, existiendo en consecuencia una gran irregularidad en el suministro, Fig X.2.



Fig X.2.- Esquema de bomba de émbolo de simple efecto

Para la *bomba de doble efecto*, Fig X.3, el suministro durante una vuelta se reduce por dos veces a cero, y también, por dos veces, alcanza el valor máximo, siendo su irregularidad menor que para el caso de simple efecto, pero aún así es demasiado grande, por cuanto la presión del líquido junto al émbolo varía fuertemente debido a la corriente irregular en las tuberías.



Durante el movimiento acelerado del émbolo, y en consecuencia, del líquido en la tubería de aspiración, tiene lugar una caída de presión junto al émbolo que puede provocar cavitación, e incluso, separación del líquido de la superficie del émbolo, consumiéndose una potencia suplementaria en el aumento periódico de las pérdidas de carga por rozamiento del líquido contenido en las tuberías de aspiración e impulsión.

Las bombas de émbolo pueden crear presiones de miles de atmósferas, siendo de entre todas las bombas existentes, las que poseen mayor impulsión; normalmente funcionan con números de revoluciones bajos, del orden de 300 a 500 rpm, ya que si las revoluciones son más altas, se puede llegar a alterar el funcionamiento normal de las válvulas de aspiración e impulsión, Fig X.5; debido a esta marcha lenta, sus dimensiones resultan bastante mayores que las de una bomba centrífuga que funcione en las mismas condiciones de caudal y altura manométrica.

CAUDAL.- Si se supone que la longitud L de la biela es muy grande en comparación con la longitud de la manivela, se puede considerar que la velocidad de desplazamiento del émbolo varía según una ley senoidal en función del ángulo de giro de la manivela φ , o del tiempo.

La velocidad instantánea del émbolo sigue una ley senoidal y se define en la forma:

$$\mathbf{v} = \frac{d\mathbf{x}}{d\mathbf{t}} = \left\{ \mathbf{x} = \mathbf{r} \left(1 - \cos \phi \right) \right\} = \mathbf{r} \operatorname{sen} \phi \frac{d\phi}{d\mathbf{t}} = \phi \left\{ \mathbf{w} = \frac{d\phi}{d\mathbf{t}} \right\} = \mathbf{r} \operatorname{w} \operatorname{sen} \phi = \frac{\pi \operatorname{r} \mathbf{n}}{30} \operatorname{sen} \phi$$

y dado que (v = 0) para $\varphi = 0$ y $\varphi = \pi$, y existiendo un máximo entre estos valores para $\varphi = \frac{\pi}{2}$ resulta:

$$v_{max} = rw sen \frac{\pi}{2} = rw = \frac{\pi rn}{30}$$

Para un recorrido infinitesimal del pistón (dx = dc) se tiene un volumen dW de líquido: $dW = \Omega dc = | dc = v dt = r w sen \phi dt | = \Omega r w sen \phi dt = | w = \frac{d\phi}{dt} | = \Omega r sen \phi d\phi$ y para una revolución del cigüeñal:

$$W = \int_0^{\pi} \Omega r \sin \varphi \, d\varphi = 2 \, \Omega r = \Omega c$$

El *caudal instantáneo* q_i no es constante, sino que sigue una ley senoidal, de la forma:

$$q_i = \frac{dW}{dt} = \Omega r w sen \phi$$

Los caudales aspirado e impulsado en la bomba de simple efecto son:

$$q_{1} = \frac{W n}{60} = \frac{\Omega c n}{60} ; \quad q = \frac{\Omega c n}{60} \eta_{vol} = \frac{\frac{\pi D^{2}}{4} c n}{60} \eta_{vol} = 00131 c n D^{2} \eta_{vol}$$

mientras que para la de doble efecto, Fig X.3a:

$$q_{1} = \frac{\Omega c n}{60} + \frac{(\Omega - a) c n}{60} = \frac{2 \Omega - a}{60} c n = \frac{\pi c n}{240} (2 D^{2} - d^{2})$$
$$q = \frac{2 \Omega - a}{60} c n \eta_{vol} = 0,0131 (2 D^{2} - d^{2}) \eta_{vol}$$

y para la de doble efecto, Fig X.3b: $q_1 = \frac{\pi c n}{240} (2 D^2 - d^2 - d^{*2})$

siendo:

Ω la sección transversal del pistón en m²
c la carrera, en metros
a la sección del eje del émbolo
n el número de revoluciones por minuto del cigüeñal

no dependiendo de la presión creada por la bomba.

Si se desea aumentar el caudal, sin modificar excesivamente las dimensiones de la máquina, hay que aumentar n, pero procurando que la velocidad media del émbolo no exceda de 1,5 m/seg.

La tendencia actual señala un progreso en el sentido de obtener velocidades medias del émbolo mayores que las indicadas, disminuyendo así las dimensiones y el peso de la bomba.

La regulación del caudal se puede hacer modificando el nº de rpm del cigüeñal, o mediante un *bypass*, haciendo que parte del caudal impulsado vuelva otra vez a la cámara de aspiración.



Fig X.4.- Variación del caudal de las bombas de émbolo

El caudal real q permite obtener rendimientos volumétricos que oscilan entre el 0,85 y el 0,99, siendo mayor en aquellas bombas cuyo émbolo tenga mayor diámetro, y menor cuanto más pequeña sea la viscosidad del líquido.

VELOCIDAD ÓPTIMA.- Las bombas alternativas, por su constitución, siempre son susceptibles de modificar el número de emboladas, dependiendo del tipo de accionamiento.

Cuando lo que hay que modificar es el caudal, las bombas accionadas por vapor se regulan fácilmente, porque estando la bomba en funcionamiento se puede actuar sobre el vapor

En las bombas accionadas por motor el caudal se puede modificar:

∫ Acortando el recorrido del pistón (disminuyendo la longitud de la biela) ⇒ Bomba parada Mediante un variador de potencia

Las condiciones de diseño de la máquina fijan una velocidad óptima de funcionamiento, de acuerdo con el tamaño de las válvulas, inercia de las mismas y propiedades físicas del líquido a bombear, tales como densidad, viscosidad, presencia de sustancias extrañas en suspensión, etc; en general, para líquidos viscosos la velocidad óptima es de un 30% de la normal de la máquina.

POTENCIA INDICADA ó POTENCIA HIDRÁULICA.- El diagrama del indicador es la representación gráfica de la variación de presión en el cilindro de trabajo de una bomba, durante una revolución completa del cigüeñal. Este diagrama permite descubrir defectos de funcionamiento en la bomba, al tiempo que mide la potencia interna o indicada.

Si la bomba trabaja normalmente, es decir, las válvulas se abren y cierran sin retrasos ni adelantos, no existen fugas a través de ellas, y el émbolo y el cilindro tienen un ajuste perfecto, en el diagrama del indicador las líneas (ac) y (bd) que corresponden con el comienzo de la aspiración e impulsión, respectivamente, son verticales, observándose una pequeña variación de la presión en ambos casos, motivada en el momento de apertura de las válvulas, Fig X.5.

Si las verticales se inclinan quiere decir que las válvulas de aspiración o de impulsión o ambas a la vez, no están sincronizadas con el movimiento del émbolo, o no cierran bien debido a las impurezas que las obstruyen, o a que no están en condiciones óptimas por haber entrado aire en el cilindro, etc.



Fig X.5.- Diagrama del indicador de una bomba de émbolo

El área del diagrama representa, a la escala apropiada, el *trabajo hidráulico* comunicado por el émbolo al líquido en cada revolución del cigüeñal.

La potencia hidráulica, o potencia indicada, es: $N_h = q_1 \Delta p = \frac{q}{\eta_{vol}} \Delta p = \frac{\Omega c n z}{60} \Delta p$

en la que pi es la presión media indicada.

La potencia del motor es:

$$N = \frac{\gamma q H_{man}}{75 \eta} z = \gamma \frac{q_1 H_{man}}{75 \eta_{man} \eta_{mec}} z = \frac{q_1 \Delta p z}{75 \eta_{man} \eta_{mec}} = \frac{\frac{\Omega c n}{60} \Delta p z}{75 \eta_{man} \eta_{mec}} (CV) = \frac{\Omega c n \Delta p z}{4500 \eta_{man} \eta_{mec}} (CV)$$

CURVA CARACTERÍSTICA.- La curva característica teórica de una bomba alternativa es una línea vertical, puesto que la bomba proporciona un caudal fijo a una presión teóricamente ilimitada. No obstante, a medida que aumenta la presión proporcionada por la bomba se producen más fugas, tanto por ejes, como en el mismo cilindro de un lado al otro del pistón, que hacen caer la capacidad de la bomba y, por encima de una cierta presión, la curva se separa de la vertical hacia la izquierda.

La comparación de las dos curvas características, teórica y real, permite apreciar claramente las características de ambos tipos de bombas, real y teórica.

N_u/v_{med}	η_{mec}	N_h/v_{med}
3	0,71	4,2
6	0,73	8,2
10	0,75	13,3
14	0,77	18,2
20	0,79	25,5
30	0,8	37,5
40	0,81	49,1
50	0,82	60,9
60	0,83	72,5
80	0,84	95,5
100	0,85	118
200	0,86	233
400	0,87	459
600	0,88	683
1000	0,89	1125
2000	0,9	2220

Tabla X.1.- Cálculo del rendimiento mecánico a partir de la potencia hidráulica y la velocidad media

Ejemplo.- En la bomba de émbolo de doble efecto, Fig X.3b, el eje a la izquierda tiene 9 cm de diámetro y el de la derecha 6 cm. La carrera es de 0,9 m y el diámetro del pistón es de 50 cm. La bomba funciona a 70 rpm. La presión de impulsión en la cara izquierda del émbolo es de 2,1 kg/cm² y de 2,15 kg/cm² en la cara derecha. La presión en la aspiración sobre cada una de las caras d el émbolo es de -0,3 kg/cm². Con estos datos determinar la potencia hi-dráulica y la potencia del motor.

RESOLUCIÓN

- Superficies útiles del émbolo:

$$\begin{cases}
\text{Cara izquierda: } \Omega_{\text{izd}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{eje izq}}^2) = \frac{\pi}{4} (50^2 - 9^2) = 1900 \text{ cm}^2 \\
\text{Cara derecha: } \Omega_{\text{der}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{eje der}}^2) = \frac{\pi}{4} (50^2 - 6^2) = 1935 \text{ cm}^2
\end{cases}$$

- Potencias indicadas (hidráulicas)

Parte izquierda:
$$N_{h(izd)} = F_{izd} = V = \begin{vmatrix} F_{izd} = \Omega_{izd} (p_{izd} - p_{asp}) = 1900 \times \{2, 1 - (-0,3)\} = 4560 \text{ kg} \\ v = \frac{c n}{60} = \frac{0.9 \times 70}{60} = 1,05 \frac{m}{seg} (en \text{ un sentido}) \end{vmatrix} = 4560 \times 1,05 = 4788 \frac{Kgm}{seg} = 63,84 \text{ CV}$$

Parte derecha:
$$N_{h(der)} = F_{der} v = \begin{vmatrix} F_{der} = \Omega_{der}(p_{der} - p_{asp}) = 1935 \times \{2, 15 - (-0, 3)\} = 4741 \text{ kg} \\ v = \frac{c n}{60} = \frac{0.9 \times 70}{60} = 1,05 \frac{m}{seg} \text{ (en un sentido)} \end{vmatrix} = 4741 \times 1,05 = 4978 \frac{Kgm}{seg} = 66,4 \text{ CV}$$

- Potencia hidráulica total: $N_{izd} + N_{der} = 63,84 + 66,37 = 130,21 \text{ CV}$

- El rendimiento mecánico se obtiene mediante la Tabla X.1, función de la relación:

 $\frac{N_{h}}{v_{media \ émbolo}} = \left| v_{media \ émbolo} = \frac{2 \ c \ n}{60} = 2,1 \ m/seg \right| = \frac{130,21}{2,1} = 62 \quad \xrightarrow{\text{Tabla X.1}} \eta_{mec} = 0,82$ - Potencia del motor: $N = \frac{N_{h}}{\eta_{mec}} = \frac{130,21}{0,82} = 158,8 \ \text{CV}$

De otra forma:

$$- \text{ Caudales aspirados:} \begin{cases} q_{1(izd)} = \frac{\pi \text{ c n}}{240} \left(D^2 - d_{izd}^2 \right) = \frac{\pi \times 0.9 \times 70}{240} \left(0.5^2 - 0.09^2 \right) = 0.1995 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \\ q_{1(der)} = \frac{\pi \text{ c n}}{240} \left(D^2 - d_{der}^2 \right) = \frac{\pi \times 0.9 \times 70}{240} \left(0.5^2 - 0.06^2 \right) = 0.2032 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \\ - \text{ N}_{h(izd)} = q_{1(izd)} \Delta p_{izq} = 0.1995 \left\{ 2.1 - (-0.3) \right\} \times 10^4 = 4788 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} \\ - \text{ N}_{h(der)} = q_{1(der)} \Delta p_{der} = 0.2032 \left\{ 2.15 - (-0.3) \right\} \times 10^4 = 4978 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} \end{cases}$$

X.3.- BOMBAS ROTATIVAS

Las bombas rotativas pertenecen a una clase de bombas volumétricas que en la actualidad tienen una amplia gama de aplicaciones en la construcción de maquinaria; las diversas bombas que componen este grupo se diferencian sustancialmente en su diseño y construcción, pero tienen muchas características comunes, como la traslación de las cámaras de trabajo desde la cavidad de admisión de la bomba hasta la de impulsión, o el movimiento absoluto giratorio, o el más complicado de avance y giro de los elementos móviles.

En las bombas rotativas, el líquido se traslada en las cámaras de trabajo, debido al movimiento giratorio, más o menos complejo, de los elementos móviles respecto a la parte fija o estator. En el *estator* están las cavidades de aspiración y de impulsión; el *rotor* es el órgano de la bomba, solidario con el eje motriz, que se pone en rotación; además, en la bomba rotativa existen uno o varios elementos móviles, que se desplazan realizando una serie de movimientos cíclicos respecto al rotor; en las Fig X.6, se exponen algunos ejemplos. El líquido se traslada a la presión de aspiración.



La traslación de las cámaras de trabajo hace inútiles las válvulas de aspiración y de impulsión, no existiendo por lo tanto, distribución de líquido a través de válvulas; debido a esta característica, tienen la particularidad de ser reversibles, pudiendo trabajar también como motores hidráulicos cuando se las suministra un líquido a presión, lo cual asegura su amplio empleo en las transmisiones hidráulicas. Las bombas rotativas no disponen de mecanismo biela-manivela; son considerablemente más rápidas que las de émbolo, estando su campo de trabajo entre las 3.000 y 5.000 rpm, e incluso más; a su vez disponen de una cierta uniformidad de impulsión, muy superior a la de las bombas de émbolo.

El *caudal aspirado* común al de cualquier bomba volumétrica es:
$$q_1 = \frac{W n}{60} = \frac{V z n}{60} \frac{m^3}{seg}$$

pero sin embargo, el número z de volúmenes que se impulsan por cada revolución del rotor es mayor que en las bombas de émbolo, entre 4 y más de 12, con la particularidad de que antes de terminar el suministro completo de una determinada cámara, comienza el de la siguiente, y así sucesivamente, lo que implica el que la impulsión del líquido sea bastante uniforme.

El proceso de trabajo de la bomba rotativa consta fundamentalmente de tres etapas:

a) Llenado de las cámaras de trabajo por el líquido

b) Cierre de las cámaras de trabajo, aislándose las cavidades de aspiración y de impulsión, y trasladando el líquido de una a otra.

c) Desalojo del líquido de las cámaras de trabajo

Las bombas rotativas se pueden clasificar atendiendo a diversas características peculiares de las mismas:

a) Según el tipo de movimiento absoluto de los órganos móviles, se dividen en rotatorias y de corredera.

En las *rotatorias*, los órganos móviles realizan únicamente un movimiento giratorio respecto a sus ejes, teniendo como apoyos los cojinetes fijos.

En las de *corredera*, los órganos móviles giran respecto al eje del estator, al tiempo que realizan un movimiento rectilíneo de vaivén respecto al rotor; según el tipo de cierre de las cámaras de trabajo y la forma de los elementos móviles, las bombas de corredera se dividen en bombas de aletas, Fig X.9, y en rotativas de émbolo, Fig X.14.

b) Según la forma conque se trasladan las cámaras de trabajo, es decir, según el movimiento del líquido desalojado en la bomba, pueden ser planas y helicoidales.

En las *bombas rotatorias planas*, la traslación de las cámaras de trabajo, (y en consecuencia la del propio líquido), se realiza en un plano normal al eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de engranajes, Fig X.7.

En las *bombas rotativas helicoidales*, la traslación de las cámaras de trabajo se realiza a lo largo del eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de tornillos, Fig X.11.

c) Según la variabilidad del volumen trasegado en cada revolución, o desplazamiento, pueden ser de desplazamiento fijo y de desplazamiento variable.

En las de desplazamiento variable, lo que se hace es modificar la excentricidad del rotor.

En muchas aplicaciones hay que variar el caudal, lo cual se puede lograr variando n, que no es recomendable, o variando el desplazamiento, como ya se ha indicado, que es lo más frecuente.

X.4.- BOMBA DE ENGRANAJES

La bomba de engranajes consiste en dos ruedas dentadas iguales, ajustadas al cuerpo de la bomba o estator, Fig X.7. El *rotor* es la rueda conductora, mientras que el órgano móvil, o elemento desplazante, es la conducida. Como el espacio entre elementos y la carcasa es extremadamente pequeño y el material que es bombeado actúa como agente lubricante, la bomba nunca girará en seco. Estas bombas no están diseñadas para transportar sólidos, y por regla general llevan filtros en la línea de succión. Se accionan por un motor eléctrico y giran a elevada velocidad

En la cavidad de aspiración, el líquido llena los espacios entre los dientes de ambas ruedas dentadas, y después, estos volúmenes se aislan y desplazan por unos arcos de circunferencia a la parte de descarga de la bomba. Al engranar los dientes entre sí, cada uno de ellos entra en el que le corresponde, desalojando al mismo tiempo el líquido contenido en el mismo; como el volumen del hueco es mayor que el del diente que engrana, una cierta porción de líquido retornará a la cavidad de aspiración.



Fig X.7a.- Bomba de engranajes exteriores

La misión de desalojar el líquido la cumplen ambos piñones, rotor y elemento desplazante, al mismo tiempo, siendo las cámaras de trabajo los huecos existentes entre los dientes. El volumen útil V de una cámara de trabajo, a considerar en el cálculo del caudal q_1 es el correspondiente al del diente, y no al del hueco, es decir:

 $v = Volumen del diente = v_d$

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del eje de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas (2 z), por lo que el *caudal promediado aspirado suministrado por la bomba*, por segundo, es:

$$q_1 = \frac{Wn}{60} = \frac{2 z V_d n}{60}$$

y como el cálculo del volumen V_d está directamente ligado a la superficie lateral del diente, se puede utilizar, aproximadamente, la relación:

$$q_1 = u S = \frac{\pi R n}{30} 2,16 b h \approx \frac{\pi R n b h}{15} \frac{m^3}{seg}$$

en la que:

S = 2,16 b h es la superficie de la sección transversal de la capa de líquido **h** es el módulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior **u** es la velocidad tangencial correspondiente al diámetro primitivo = 2 R **b** es la longitud axial del diente



Fig X.7b.- Bomba de engranajes exteriores

La potencia es: N =
$$\frac{\gamma q_1 H_m}{\eta_{man} \eta_{mec}} = \frac{\gamma V_d z n H_m}{30 \eta_{man} \eta_{mec}}$$

Estas bombas pueden crear presiones entre 100 y 150 atm. Para obtener presiones más elevadas, se utilizan a veces bombas de engranajes de *etapas múltiples*, es decir, se hace un montaje de varias bombas de engranajes acopladas en serie, originándose así una H_m igual a la suma de las alturas manométricas correspondientes a las diversas etapas; para garantizar el llenado, el suministro de cada etapa anterior debe ser mayor que el caudal impulsado por la siguiente.

Si hay un exceso de suministro, se puede extraer parte de él mediante válvulas de desagüe especiales dispuestas en cada etapa y calculadas para una presión determinada. Se em-

plean en la construcción de maquinaria; su desventaja radica en la imposibilidad de poder regular el volumen de trabajo, por cuanto no se permite ningún desplazamiento de los ejes.

Suelen utilizarse también *bombas con engranaje interior*, en las que el rotor es una corona, mientras que el piñón es el órgano que se desplaza, existiendo entre corona y piñón, según se muestra en la Fig X.8, la parte fija del estator de la bomba, en forma de hoz, que asegura el cierre de las cámaras de trabajo, es decir, los espacios entre los dientes de ambos engranajes. Por cada vuelta del engranaje conductor se suministra un volumen de líquido igual al correspondiente a dos veces el número de dientes de dicho engranaje, no dependiendo del número de dientes del engranaje conducido.



Fig X.8.- Bomba de engranajes interiores

Estas bombas con engranaje interior disponen de un paso algo mayor que las de engranaje exterior, para las mismas dimensiones; su ventaja consiste en la disposición simétrica del eje de impulsión respecto al cuerpo; la fabricación de estas bombas es más complicada, y su altura de carga es menor a las de las bombas con engranajes exteriores, hecho que se explica porque en ellas, la vía de traslación de las cámaras de trabajo es mucho más corta que en las bombas con engranaje exterior, y por consiguiente, con menor grado de hermeticidad. Se emplean en grupos que no precisan de altas presiones.
X.5.- BOMBAS DE ALETAS

Las bombas de aletas consisten en un conjunto de cuatro o más aletas con cinemática plana (radial), Fig X.10; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que oscilan o deslizan las aletas, que son los desplazadores.



Fig X.9.- Bomba de aletas deslizantes



Fig X.9a.b.c.- Bombas de una, dos y cuatro aletas deslizantes



Fig X.10.- Esquema de bomba de aletas con contacto mejorado

El rotor va dispuesto en forma excéntrica respecto a la superficie interior del estator que es cilíndrica, debido a lo cual, las aletas, durante la rotación del rotor, realizan movimientos alternativos o de vaivén respecto al rotor. Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las aletas se aprietan con sus extremos libres a la superficie interior del estator y deslizan por éste, al tiempo que los extremos interiores de dichas aletas se desplazan sobre el eje de giro. El líquido llena un espacio, que es el comprendido entre dos aletas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor. Este espacio es la cámara de trabajo, cuyo volumen crece durante el giro del rotor, hasta alcanzar un valor máximo, y después, se cierra y se traslada a la cavidad de impulsión de la bomba, comenzando al mismo tiempo el desalojo del líquido de la cámara de trabajo en una cantidad igual a su volumen útil V. El volumen útil V de una cámara de trabajo se puede expresar, aproximadamente, en la forma:

$$V = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (r - e)^2}{z} - 2 \delta e\right) b = \left(\frac{\pi R^2 - \pi (R - 2 e)^2}{z} - 2 \delta e\right) b = 2 e b \left\{\frac{2 \pi (R - e)}{z} - \delta\right\}$$

en la que:

R es el radio de la superficie interior del estator

e = R - r, es la excentricidad, es decir, la distancia entre centros del rotor y del estator

z es el número de aletas o desplazadores, igual al número de cámaras de trabajo de la bomba

b es la dimensión axial de las aletas

 δ es el espesor de cada aleta

El caudal aspirado es: $q_1 = \frac{V \ge n}{60} = \frac{2 e b \{2 \pi (R - e) - z \delta\} n}{60} \frac{m^3}{seg}$

observándose que con este mecanismo el grado de hermeticidad no puede ser grande, por cuanto la separación entre las cámaras de aspiración y de impulsión se efectúa sólo por contacto del borde de las aletas con el estator, y ésto hace que las presiones creadas por la bomba de aletas sean, en general, inferiores a las creadas por otras bombas rotativas.

Se puede aumentar la presión aumentando el número de aletas, o también, mejorando el contacto aletas-estator. En la Fig X.10, el apriete de las aletas al estator se intensifica porque a través del orificio C que comunica la cámara de alta presión con las cabezas internas de las aletas, se suministra a éstas líquido a la presión correspondiente a la cavidad de impulsión.

El suministro de líquido a las cámaras de trabajo y su derivación a éstas, se efectúa a través de las lumbreras de aspiración y de impulsión, que tienen forma de arcos, y están unidas, respectivamente, a las conducciones de aspiración e impulsión de la bomba.

Las bombas de aletas admiten la posibilidad de regular su volumen de trabajo, modificando la excentricidad del rotor respecto al estator. Si disminuye la excentricidad, se reduce el suministro de la bomba, manteniendo invariable el número de revoluciones, y a la inversa, pero para eso se requiere que en la construcción de la bomba se prevea esta posibilidad, mediante el dispositivo adecuado.

X.6.- BOMBAS HELICOIDALES

Las bombas helicoidales pueden ser de uno o varios tornillos, Figs X.11.12. Si se considera una bomba helicoidal de tres tornillos, Fig X.13, de los cuales el central es el conductor y los dos laterales los conducidos, para asegurar un cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión de la bomba, se necesita que los tornillos tengan un perfil cicloidal determinado. En el tornillo conductor este perfil es convexo, mientras que en los conducidos es cóncavo.

Generalmente la rosca es de dos entradas, y la relación de engrane desde el tornillo conductor hasta los conducidos es igual a la unidad. Las cámaras de trabajo vienen limitadas entre los filetes de los tres tornillos y las superficies internas del estator; durante el giro de los tornillos, las cámaras de trabajo se desplazan, junto con el líquido, a lo largo de los ejes de rotación.

El perfil de los tornillos es tal que los conducidos se descargan completamente, accionados por el conductor que es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando éste, al mismo tiempo, como rotor y como desplazador. Los tornillos conducidos desempeñan la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar al líquido.



Fig X.11.- Bomba de tornillo simple con regulación de la capacidad de volumen desplazado mediante válvula deslizante



Fig X.12.b.- Bomba de tornillo doble; vista de conjunto

El caudal medio aspirado es:
$$q_1 = \frac{\Omega \pm n}{60} = \begin{vmatrix} \Omega = 2,4 D_i \\ Paso: \pm \frac{10 D_i}{3} \end{vmatrix} = 0,1333 D_i^2 n$$

en la que Ω es la superficie de la sección de las cámaras de trabajo de la bomba, perpendicular a los ejes de rotación y D_i el diámetro interior de la rosca del tornillo conductor, igual al diámetro exterior del tornillo conducido.



Fig X.13.- Esquema de bomba helicoidal de 3 tornillos

Las bombas de tres tornillos son capaces de crear presiones entre 100 y 200 atm; cuanto mayor sea la presión, tanto más larga tiene que ser la vía de traslación de las cámaras de trabajo y, en consecuencia, más largos deberán ser los tornillos.

La longitud mínima de los tornillos, necesaria para conseguir una hermeticidad estable en la bomba, se considera igual a (1,25t) aunque en la práctica y dependiendo de la presión requerida, esta longitud se elige entre (1,5 < t < 1,8).

Esta bomba posee unas curvas características de suministro bastante uniformes, siendo capaz de trabajar a altas revoluciones, entre 3.000 y 5.000 rpm, distinguiéndose por un funcionamiento silencioso y seguro, pero tiene problemas parecidos a los planteados en la bomba de engranajes ya que es imposible regular el volumen de trabajo durante el movimiento.

En general, la fabricación de la bomba helicoidal es complicada. A veces se utilizan bombas de dos tornillos o de un tornillo, pero sus características son inferiores a las de tres tornillos con perfil cicloidal, sobre todo a la hora de conseguir y asegurar un alto grado de hermeticidad.

X.7.- BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLO

Las bombas rotativas de émbolo se utilizan tanto con diseños de cinemática plana, con émbolos radiales, como con cinemática espacial, con émbolos axiales.

BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLOS RADIALES.- Las primeras, Fig X.14, conocidas como bombas radiales de émbolo, constan de un estator (3), y un rotor (1) que lleva una serie de alojamientos radiales cilíndricos, en los que encajan unos émbolos (2) que desempeñan el papel de desplazadores, realizando a medida que gira el rotor, un movimiento de vaivén respecto a éste, al tiempo que sus extremos deslizan sobre la superficie interior del estator; a veces se sustituye el deslizamiento, por un balanceo de rodillos especiales.

Las cámaras de trabajo de aspiración y de impulsión se comunican a través de orificios radiales, alternativamente, con las dos mitades de la cavidad central, que está dividida por un tabique (4). El líquido pasa de la cámara de aspiración, a las cámaras de trabajo y después de que éstas se cierran y trasladan, se expulsa a la cámara de impulsión; las cámaras de trabajo se cierran en el momento en que el orificio radial queda tras el tabique. Por consiguiente, cada cámara se cierra dos veces por cada vuelta del rotor, la primera, cuando su volumen es máximo y la segunda, cuando su volumen es mínimo, que se corresponde con el espacio nocivo.



Fig X.14.- Bombas rotativas de émbolo radiales (cinemática plana)

El volumen útil V de cualquier cámara de trabajo es igual al volumen desalojado por cada émbolo, es decir: $V = \frac{\pi d^2}{4}$ 2 e, siendo: d el diámetro del émbolo, e la excentricidad, y (2 e) el recorrido máximo del émbolo.

El caudal aspirado medio para z émbolos y *n* r.p.m. es: $q_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ 2 e $\frac{z n}{60} = \frac{\pi d^2 e z n}{120}$ $\frac{m^3}{seg}$

Estas bombas se fabrican para presiones del orden de 200 a 300 atm y se emplean tanto para volúmenes de trabajo constantes, como variables, lo cual se consigue, al igual que en las bombas de aletas, variando la excentricidad.

BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLOS AXIALES.- En este tipo de bombas, el mecanismo de transmisión del movimiento a los desplazadores tiene una cinemática espacial. Las cámaras de trabajo cilíndricas van dispuestas en el rotor paralelamente al eje de rotación, o con un cierto ángulo respecto a dicho eje.

En la Fig X.15 se muestra un esquema sencillo de este tipo de bombas, en el que el rotor 1 tiene los alojamientos para los pistones, paralelos al eje de rotación; los pistones 2 que se desplazan mediante la acción de unos muelles deslizan sus extremos libres por un disco inclinado 3 en forma de arandela, que hace que los pistones ordenados circunferencialmente alrededor del eje, realicen un movimiento de vaivén en los alojamientos correspondientes, produciéndose de esta forma la aspiración e impulsión del líquido.

En la parte 4 de la bomba, a la que va adherida el rotor, existen dos ranuras anulares, una de las cuales se comunica con la parte de aspiración y la otra con la de impulsión.



Fig X.15.- Esquema de bomba rotativa con 5 émbolos axiales (cinemática espacial)

Al girar el rotor, los orificios 6 se desplazan por las ranuras 5, y por lo tanto, van uniendo alternativamente los alojamientos con los conductos de aspiración e impulsión; cuando los orificios se encuentren en las posiciones 7, se cierra la cámara de trabajo y se obtiene el volumen máximo en la posición superior y el mínimo en la inferior. El disco inclinado va fijo, mediante una charnela, de modo que puede girar alrededor del eje que intersecta el eje del rotor en ángulo recto y a la vez se modifica el ángulo de inclinación del disco, γ , para regular el suministro.

El caudal aspirado medio q_1 que puede proporcionar este tipo de bomba es:

$$q_{1} = \frac{\pi d^{2} l}{4} \frac{z n}{60} = \frac{\pi d^{2} D t g \gamma}{4} \frac{z n}{60} \frac{m^{3}}{seg}$$

en la que:

d es el diámetro de los émbolos D es el diámetro de la circunferencia del rotor en la que van dispuestos los ejes de los alojamientos z es el número de alojamientos *l* es el recorrido de un pistón cualquiera = $D tg \gamma$

Sin embargo, las tendencias en el diseño y construcción de bombas rotativas axiales de émbolo con disco inclinado, van en el sentido de que los alojamientos de los pistones no se dispongan paralelamente al eje del rotor, sino formando un cierto ángulo φ con el mismo. En este caso, el desplazamiento de los pistones se produce no sólo por la acción de los muelles, sino también por las componentes de la fuerza centrífuga que actúan sobre los pistones al girar el rotor, lo cual permite disminuir las dimensiones de los muelles.

Si el disco inclinado es plano, el recorrido del pistón se determina geométricamente, suponiendo que cada émbolo tenga contacto con el disco en un punto que se encuentra en el eje del mismo.

De acuerdo con la Fig X.16, y aplicando el Teorema del seno se tiene:

$$\frac{l_1}{\operatorname{sen} \gamma} = \frac{D_0}{2 \operatorname{sen} \theta} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{sen} (90 - \gamma + \varphi)} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{cos} (\varphi - \gamma)}$$
$$\frac{l_2}{\operatorname{sen} \gamma} = \frac{D_0}{2 \operatorname{sen} \theta} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{sen} (90 - \gamma - \varphi)} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{cos} (\varphi + \gamma)}$$

en la que D₀ es el diámetro de la circunferencia sobre la que estarían los puntos de contacto de los émbolos con el disco para, $\gamma = 0$.

El recorrido de cada émbolo es:
$$1 = l_1 + l_2 = \frac{D_0}{2} \operatorname{sen} \gamma \left\{ \frac{1}{\cos(\varphi - \gamma)} + \frac{1}{\cos(\varphi + \gamma)} \right\}$$

El caudal aspirado medio: $q_1 = \frac{\pi d^2}{4} l \frac{z n}{60} = \frac{\pi d^2 z n}{480} D_0 \operatorname{sen} \gamma \left\{ \frac{1}{\cos(\varphi - \gamma)} + \frac{1}{\cos(\varphi + \gamma)} \right\}$



Fig X.16.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados un ángulo ϕ BV.X.-118

que para ($\phi = 0$) se convierte en el correspondiente a émbolos con alojamientos paralelos al eje de giro.

A veces se mecaniza el disco dándole una forma cónica con el fin de que para ($\gamma = 0$) los pistones sean perpendiculares a la superficie de apoyo y contacto; el ángulo β en el vértice de este cono, tiene por valor ($\beta = 90 - \phi$), Fig X.17.



Fig X.17.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados, con disco cónico

Mediante un desarrollo similar al caso anterior, se obtiene un recorrido l del pistón y un caudal aspirado, en la forma:

$$1 = D_0 \frac{tg\gamma}{\cos\phi} \quad ; \quad q_t = \frac{\pi d^2 z n}{480} D_0 \frac{tg\gamma}{\cos\phi}$$

variando el caudal suministrado por la bomba en función del ángulo φ .

En la Fig X.18, se muestra una bomba rotativa de émbolos con rotor de bloque inclinado. La rotación se transmite del eje motor 1 al rotor 2, a través de una articulación Cardan 3 que permite modificar el ángulo entre los ejes del eje y del rotor; éste va ubicado en un bloque oscilante 4 en el fondo del



Fig X.18.- Esquema de bomba rotativa de émbolos con bloque de émbolos inclinado

cual hay dos ranuras en forma anular, que son la de aspiración 5 y la de impulsión 6, semejantes a las de la bomba de disco inclinado. En ésta bomba regulable, el bloque oscilante 4 puede modificar el ángulo φ ; los émbolos van unidos al disco del eje motriz mediante vástagos provistos de charnelas.

Si se desprecian los ángulos que forman los ejes de los vástagos de los émbolos con los ejes de los cilindros, el recorrido de los émbolos sería $(1 = D \text{ sen } \gamma)$ en la que D viene indicado en la Fig X.18.

Existen también otras bombas rotativas, de inversión, muy utilizadas en la construcción de maquinaria, en las que el rotor se para y el estator se pone en rotación; con esta inversión, la bomba rotativa de émbolo se con-

vierte en una bomba de émbolo, por cuanto sus cámaras de trabajo se inmovilizan y el movimiento absoluto de los desplazadores adquiere el carácter de vaivén.

Sin embargo, y dependiendo de su estructura y propiedades, estas bombas, si no poseen distribución por válvulas, son muy parecidas a las rotativas.

IRREGULARIDAD DE SUMINISTRO EN LAS BOMBAS ROTATIVAS.- Hemos visto que las bombas rotativas suministran el líquido con una cierta regularidad; en el estudio cinemático de los mecanismos de las bombas rotativas de émbolo, se puede observar que, la velocidad de desplazamiento de los

émbolos, al igual que en un mecanismo biela-manivela, se puede considerar proporcional al seno del ángulo de giro φ del rotor. De acuerdo con la misma ley senoidal, el líquido suministrado por un émbolo se modifica en función del ángulo φ y del tiempo *t*.



Fig X.19.- Caudal suministrado por una bomba rotativa de 5 émbolos

El caudal total suministrado por la bomba se calcula sumando las ordenadas de estas funciones senoidales, Fig X.19; se observa que el grado de irregularidad σ en el suministro disminuye con el aumento del número de desplazadores de la bomba; hay que hacer constar, como se ha comprobado experimentalmente, que desde el punto de vista de mejorar la uniformidad en el suministro de la bomba, es conveniente utilizar un número impar de desplazadores.

El grado de irregularidad σ se determina mediante las siguientes fórmulas aproximadas:

- a) Para un número impar z de desplazadores: $\sigma = \frac{q_{\text{máx}} q_{\text{mín}}}{q_{\text{medio}}} = \frac{125}{z^2}$
- b) Para un número par z de desplazadores: $\sigma = \frac{500}{z^2}$ %

lo que conduce a la Tabla X.1 de valores del grado de irregularidad, en función del número z de desplazadores. Las bombas rotativas de émbolo llevan un número impar de émbolos, 5, 7 ó 9.

I	abla 2	X.1 Valc	ores del g	rado de II	regularid	ad en fun	ición del i	número d	e émbolo	s
	z	5	6	7	8	9	10	11	12	
	σ %	5	13,9	2,6	7,8	1,5	5	1	3,5	

Tabla X.1.- Valores del grado de irregularidad en función del número de émbolos

Las bombas rotativas de émbolo que llevan un número par de émbolos, tienen un grado de irregularidad elevado, que viene motivado porque dos cámaras de trabajo se cierran simultáneamente, reduciéndose el suministro proporcionado por ellas a cero, mientras que con un número impar de desplazadores, sólo se cierra una cámara.

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS VOLUMÉTRICAS ROTATIVAS.- Sabemos que la curva característica de una bomba es la relación existente entre la altura de presión creada por la bomba y el caudal suministrado por la misma, manteniendo constante el número de revoluciones.

Una expresión común del caudal aspirado para todas las bombas volumétricas rotativas es $q_1 = \frac{Wn}{60}$ de la que se deduce que el caudal aspirado por la bomba volumétrica rotativa no depende de la presión, siendo su gráfica una recta paralela al eje de presiones o alturas manométricas. Las curvas características teóricas de estas bombas para dos números de revoluciones n₁ y n₂ distintos, indican que, teóricamente, toda bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y del caudal.

Sin embargo las cosas suceden en forma algo distinta, por cuanto aparecen las fugas, debidas a que toda bomba tiene holguras entre las partes móviles y fijas, más o menos apreciables, por lo que bajo el efecto de la presión creada por la bomba, una cierta cantidad de líquido fluirá a través de estas holguras en dirección opuesta a la de descarga, es decir, hacia la aspiración y, en consecuencia, la curva característica real no coincide con la teórica.

Cuando las holguras son pequeñas, el flujo a través de éstas es laminar y, por lo tanto, el caudal que por ellas fluye q es directamente proporcional a la presión ($\Delta p = p_S - p_E$) creada por la bomba e inversamente proporcional a su viscosidad dinámica η , pero no a la primera potencia, sino, como se ha comprobado experimentalmente, a una cierta potencia m menor que la unidad; en general, para las bombas volumétricas el valor m = 0, 5, por lo que:

Pérdida de caudal en holguras:
$$q^* = \kappa \frac{\Delta p_{bomba}}{\eta^m} = \kappa \frac{\Delta p_{bomba}}{\sqrt{\eta}}$$

en la que K es una constante que depende de las características constructivas de la bomba, y de la magnitud de las holguras, siendo independiente del número de revoluciones.

El que m no sea igual a la unidad se puede explicar por el hecho de que al fluir el líquido a través de las holguras, las pérdidas de energía son bastante considerables, lo cual hace que el líquido a su paso por estas holguras se caliente, disminuyendo su viscosidad frente a la del líquido principal bombeado.

El caudal impulsado es:
$$q = \frac{W n}{60} - K \frac{\Delta p_{bomba}}{\eta^m} = \eta_{vol} q_1$$

de la que se deduce que, las curvas características reales de las bombas volumétricas, son líneas inclinadas que cortan a las teóricas en, $\Delta p = 0$.

Cuanto mayor es la viscosidad del líquido, tanto menor será la fuga de caudal q^* por las holguras, y tanto mayor la pendiente de la curva característica. A veces se observa una cierta curvatura en las curvas características reales, explicándose esta irregularidad por un mal funcionamiento de la bomba, como puede ser un llenado defectuoso de las cámaras de trabajo, o por la aparición de la cavitación, etc.

Cuando se modifican las condiciones de trabajo de la bomba, pasando, por ejemplo de (n_1, η_1) a (n_2, η_2) , se puede obtener la nueva curva característica, en la forma:

$$\frac{q_{t1}}{q_{t2}} = \frac{n_1}{n_2} ; \quad q_{t2} = q_{t1} \frac{n_2}{n_1}$$

y la relación de caudales de fugas $\frac{q_1^*}{q_2^*}$ para presiones y alturas manométricas iguales:

$$\Delta p_{1(\text{bomba})} = \Delta p_{2(\text{bomba})} \implies \frac{q_1^*}{q_2^*} = \left| \begin{array}{c} q_1^* = k \frac{\Delta p_1}{\eta_1^m} \\ \end{array}; \quad q_2^* = k \frac{\Delta p_2}{\eta_2^m} \\ \end{array} \right| = \left(\frac{\eta_2}{\eta_1}\right)^m \implies q_2^* = q_1^* \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^m$$

De acuerdo con las magnitudes obtenidas para el caudal aspirado q_{t2} y las fugas q_2^* se construye una curva característica nueva.

Cuando la viscosidad dinámica del líquido permanezca constante, los resultados obtenidos en los

ensayos de las bombas rotativas se presentan generalmente en un diagrama (q,n) para diversos valores de la presión Δp creada por la bomba, obteniéndose así una serie de rectas cuasi paralelas por cuanto los caudales de fugas q^* no dependen del número de revoluciones n, para un determinado valor de Δp , Fig X.20, por lo que cuanto mayor sea la presión creada por la bomba, tanto más baja estará situada la recta correspondiente, por ser el caudal de fugas q mayor.



Cuando, por ejemplo, se produzca una disminución en el caudal impulsado, originada por un aumento en la resistencia de la red, se provoca un aumento considerable de la presión, por lo que habrá que proteger a la bomba de esta anomalía mediante un dispositivo especial, que puede ser una válvula reductora, la cual se abrirá cuando la presión en la cámara de impulsión esté por encima de un cierto valor, de forma que a través de ella vuelva a la cámara de aspiración una cierta cantidad de líquido (by-pass). En este caso, la curva característica de la bomba se modifica, como se muestra en la Fig X.21; en la zona (AB), la válvula del by-pass está cerrada, por cuanto la presión es pequeña; el punto B indica el comienzo de apertura de la válvula, siendo la presión creada por la bomba igual a la tensión del muelle F dividida por la superficie de la válvula; en la zona (BC), el suministro de líquido a la tubería es:

$q = q_t - q_{by-pass} - q^*$

El punto C se corresponde con el cierre completo de la válvula de la tubería de impulsión, de forma que todo el caudal suministrado por la bomba retrocede a la cámara de aspiración a través de la válvula del by-pass. Un dispositivo más perfeccionado utiliza un servomotor, compuesto de un cilindro con émbolo y vástago que actúa sobre la bomba regulable.



Fig X.21.- Esquema de bomba rotativa con válvula reductora, y curva característica correspondiente BV.X.-122

Al alcanzar la bomba una presión determinada, el émbolo 1 actúa comprimiendo el muelle 2 y hace girar la arandela 3 a un ángulo menor, disminuyendo el suministro por cuanto la presión apenas aumenta; la curva característica de la bomba es la indicada en la Fig X.22.

En la zona (AB) la arandela forma un ángulo máximo; en el punto B, el ángulo comienza a disminuir, y en el punto C es muy pequeño, lo cual es necesario para compensar las fugas.



Fig X.22.- Esquema de bomba regulable y variación del caudal impulsado a través de una válvula reductora

Si la presión en la cavidad del servo-cilindro de la bomba que contiene el muelle, fuese constante e igual, por ejemplo, a la atmosférica, la inclinación de la curva característica de la bomba en la zona (BC) se determinaría solamente por la rigidez del muelle; para obtener una curva característica de pendiente suave, hay que utilizar un muelle con poca rigidez, pero que al propio tiempo sea muy potente, es decir, de grandes dimensiones.

Con el fin de disminuir las dimensiones del muelle, y obtener una curva característica de pendiente lo más suave posible en la zona (BC), se hace que el líquido penetre en la cavidad del servomotor por el surtidor 4 de la línea de descarga, pasando por la válvula 5, bajo la acción del muelle 6 y la fuerza de la membrana 7, que se encuentra bajo la acción y presión de la cámara de impulsión. Cuando el disco de la bomba tenga una inclinación máxima, la válvula estará cerrada y las presiones por ambas partes del émbolo serán idénticas e iguales a la de impulsión. El disco se mantiene en la posición inclinada, por medio de la presión del muelle y la acción del líquido sobre el émbolo. Al aumentar la presión de descarga, la válvula se abrirá, el líquido comenzará a pasar, y la presión de la cavidad a la que pasa el líquido descenderá; la presión del líquido sobre el émbolo comprimirá el muelle y desplazará el disco a un ángulo menor.

INDICE

I- BOMBAS CENTRIFUGAS

Introducción y funcionamiento	1
Triángulos de velocidades y alturas a considerar en las bombas centrífugas	2
Par motor	5
Ecuación general de las bombas centrífugas	5
Salto total máximo	6
Curvas características de las bombas centrífugas	8
Potencia de una bomba centrífuga	10
Potencia hidráulica total cedida al liquido bombeado	11

II.- SEMEJANZA Y CLASIFICACIÓN

Relaciones de semejanza	13
Número de revoluciones específico	14
Número específico de revoluciones en función de las características de la bomba; clasificación	15
Semejanza en campos gravitatorios diferentes	18
Aplicación del análisis dimensional a las bombas centrífugas	19
Otras clasificaciones de bombas centrífugas	20
Bombas radiales, axiales y diagonales	20
Bombas de impulsor abierto, semiabierto y cerrado	21
Bombas horizontales y verticales	24
Bombas de turbina verticales	

III.- ÁLABES Y GRADO DE REACCIÓN

Cálculo del número de álabes	29
Coeficiente de influencia del nº de álabes	31
Grado de reacción de un rodete impulsor; alturas	33

IV.- CAVITACIÓN

Cavitación en bombas centrífugas	37
Altura neta de entrada disponible	38
Altura neta de entrada requerida	39
Altura de aspiración	40
Influencia de la cavitación en los parámetros de entrada	40
Diámetro óptimo a la entrada del rodete	41
Presión absoluta de entrada	41
Número de revoluciones admisible máximo	42
Coeficiente de Thoma	42
Velocidad específica de aspiración	42
Determinación experimental del NPSHr	44
Caudal mínimo impulsado por una bomba	44
Características de funcionamiento en la aspiración	45
Aumento de la NPSHd	46
Reducción de la NPSHr	47

V.- CURVAS CARACTERÍSTICAS

Variación de las curvas características con la velocidad de rotación	49
Superficie característica	49
Colina de rendimientos	52
Punto de funcionamiento	54
Situación del punto de funcionamiento sobre la curva característica de la bomba	55

Situación del punto de funcionamiento sobre la curva característica de la bomba	57
Zonas de inestabilidad de las curvas características	58
Influencia de la densidad	61
Relaciones entre algunas variables de funcionamiento	62
Influencia de la velocidad de giro de la bomba en la corrección parcial de la zona inestable de sus c. características	62
VI ACOPLAMIENTOS Y EMPUJE AXIAL	
Rodetes múltiples	63
Número de revoluciones específico de una bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en paralelo	63
Acoplamiento de bombas en paralelo	64
Número de revoluciones específico de una bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie	67
Acoplamiento de bombas en serie	68
Campo de aplicación	69
Empuje axial	70
Sistemas de compensación del empuje axial sobre cojinetes	72
VII VOLUTAS Y DIFUSORES	
Cálculo de la voluta de una bomba centrífuga	75
Volutas	77
Bombas de difusor	78
Bombas de cámara partida axial y radialmente	81/82
VIIII LUBRICACIÓN Y EQUILIBRADO	
Cálculo de presión mínima de prueba hidrostática	83
Esfuerzos y momentos admisibles sobre bridas	84
Cojinetes; Cojinetes no hidrodinámicos; cojinetes hidrodinámicos	84
Límite de velocidad y de utilización de cojinetes no hidrodinámicos	86
Refrigeración de cojinetes hidrodinámicos	87
Lubricación por pulverización de aceite	88
Velocidad crítica en bombas de alta presión	88
Equilibrado del impulsor	89
Acoplamientos	90
IX CIERRES Y EMPAQUETADURAS	
Empaquetaduras	91
Cierres mecánicos	93
Diseño de los cierres mecánicos	94
Equilibrado de cierres mecánicos	94
Cierres mecánicos dobles	95
Clasificación de los cierres mecánicos	96
Cierres mecánicos para altas y bajas temperaturas	97
Selección del material de la carcasa	98
Maniobras de arranque y parada	99
X- BOMBAS VOLUMÉTRICAS	
Bombas volumétricas	103
Bombas de émbolo	107
Bombas rotativas	109
Bombas de engranajes	111
Bombas de aletas	113

114

116

Bombas helicoidales

Bombas rotativas de émbolo

Bombas de émbolos radiales	116	
Bombas de émbolos axiales	117	
Irregularidad de suministro en las bombas rotativas	119	
Curvas características de las bombas volumétricas rotativas		
INDICE	125	