

IV.- BOMBAS CENTRIFUGAS

CURVAS CARACTERÍSTICAS, ACOPLAMIENTOS Y EMPUJE AXIAL

<http://libros.redsauce.net/>

IV.1.- VARIACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CON LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

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

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

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:

$$H_m = A - B q - C q^2$$

en la que los valores de A y B son:

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \right| = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 = C_1 n^2 \quad ; \quad C_1 = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600 g} = 2,7975 \cdot 10^{-4} D_2^2$$

$$B = \frac{\cot g \beta_2}{g k_2 \Omega_2} \frac{\pi D_2 n}{60} = C_2 n \quad ; \quad C_2 = \frac{\pi D_2 \cot g \beta_2}{60 g k_2 \Omega_2} = 5,3428 \frac{D_2 \cot g \beta_2}{k_2 \Omega_2}$$

por lo que el valor de H_m se obtiene en la forma:

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

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.

IV.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 superficie 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 IV.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 .

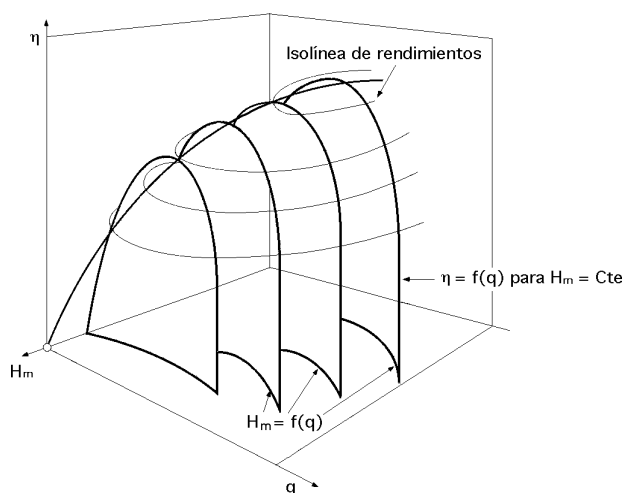


Fig IV.1.- Representación espacial de las curvas características de una bomba

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 IV.2, se obtiene una familia de parábolas congruentes, de forma que sus máximos $A_1, A_2, A_3 \dots$ están a su vez sobre otra parábola (OA); asimismo, cada serie de puntos homólogos $B_1, B_2, B_3 \dots$, $C_1, C_2, C_3 \dots$, estarán sobre otras tantas parábolas (OB), (OC), respectivamente.

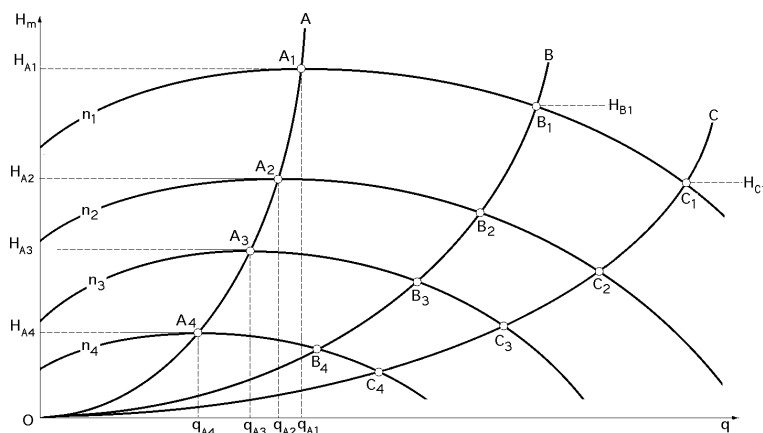


Fig IV.2.- Proyección sobre el plano (H_m, q) de las curvas características de una bomba

En efecto, dadas una serie de curvas características de una bomba, correspondientes a velocidades de giro $n_1, n_2, n_3 \dots$, y si en dichas curvas se consideran los máximos $A_1, A_2, A_3 \dots$, 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:

$$\left. \begin{aligned} \frac{q_{A1}}{q_{A2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad ; \quad \frac{H_{mA1}}{H_{mA2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \left(\frac{q_{A1}}{q_{A2}} \right)^2 \\ \frac{q_{A2}}{q_{A3}} = \frac{n_2}{n_3} \quad ; \quad \frac{H_{mA2}}{H_{mA3}} = \frac{n_2^2}{n_3^2} = \left(\frac{q_{A2}}{q_{A3}} \right)^2 \\ \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{H_{mA1}}{q_{A1}^2} = \frac{H_{mA2}}{q_{A2}^2} = \dots = \frac{H_{mA}}{q_A^2} = k_A$$

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:

$$\left. \begin{aligned} \frac{H_{mB1}}{q_{B1}^2} = \frac{H_{mB2}}{q_{B2}^2} = \dots = \frac{H_{mB}}{q_B^2} = k_B \\ \frac{H_{mC1}}{q_{C1}^2} = \frac{H_{mC2}}{q_{C2}^2} = \dots = \frac{H_{mC}}{q_C^2} = k_C \\ \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \Rightarrow H_{mB} = k_B q_B^2 \quad ; \quad H_{mC} = k_C q_C^2$$

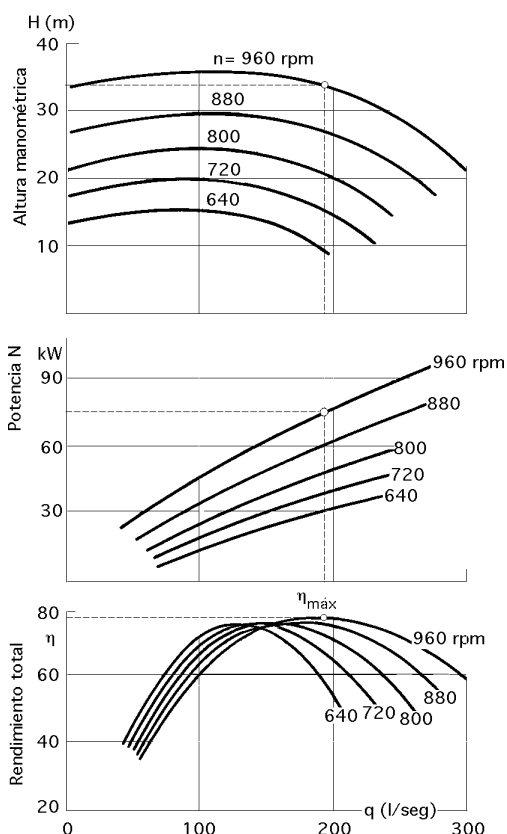


Fig IV.3.- Ensayo completo de una bomba centrífuga a diferente n° de rpm.
Curvas, $H_m = f(q)$; $N = f(q)$; $\eta = f(q)$

que dicen que, los puntos homólogos están sobre otras tantas parábolas cuyas ecuaciones son las indicadas en dicho sistema.

Estas parábolas se conocen como *parábolas de regímenes 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:

$$k_A = \frac{H_{mA1}}{q_{A1}^2}$$

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 regímenes semejantes), permite determinar el caudal q_{A_2} o la altura H_{mA_2} , 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 n° de revoluciones de la nueva curva característica de la bomba, al modificar el caudal, se indica en el apartado IV.4

IV.3.- COLINA DE RENDIMIENTOS

Una propiedad muy importante que liga los puntos $A_1, A_2, A_3 \dots, B_1, B_2, B_3 \dots$, 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 \bar{u}_2 , resulta que al ser los caudales q_A, q_B, q_C, \dots distintos, las velocidades absolutas de salida \bar{c}_2 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 IV.4, intersección de las rectas ($H_t = A - B q$) con el eje de caudales q .

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 $\begin{cases} \text{en la recta } H_t = f(q) \text{ los puntos } A^* \text{ y } B^* \\ \text{en el eje } q \text{ los puntos } A' \text{ y } B' \end{cases}$, verificándose que:

$$\frac{\overline{RO}}{\overline{FO}} = \frac{\overline{A_1 A'}}{\overline{A^* A'}} = \frac{\overline{B_1 B'}}{\overline{B^* B'}} = \frac{H_m}{H_t} = \eta_{man}$$

por lo que los puntos A_1 y B_1 son de igual rendimiento manométrico 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. 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*.

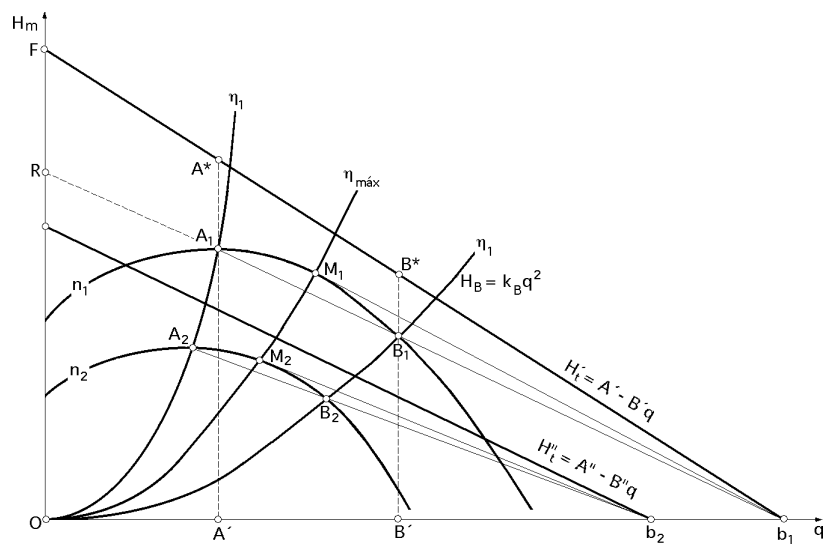


Fig IV.4.- Determinación de los rendimientos en bombas centrífugas

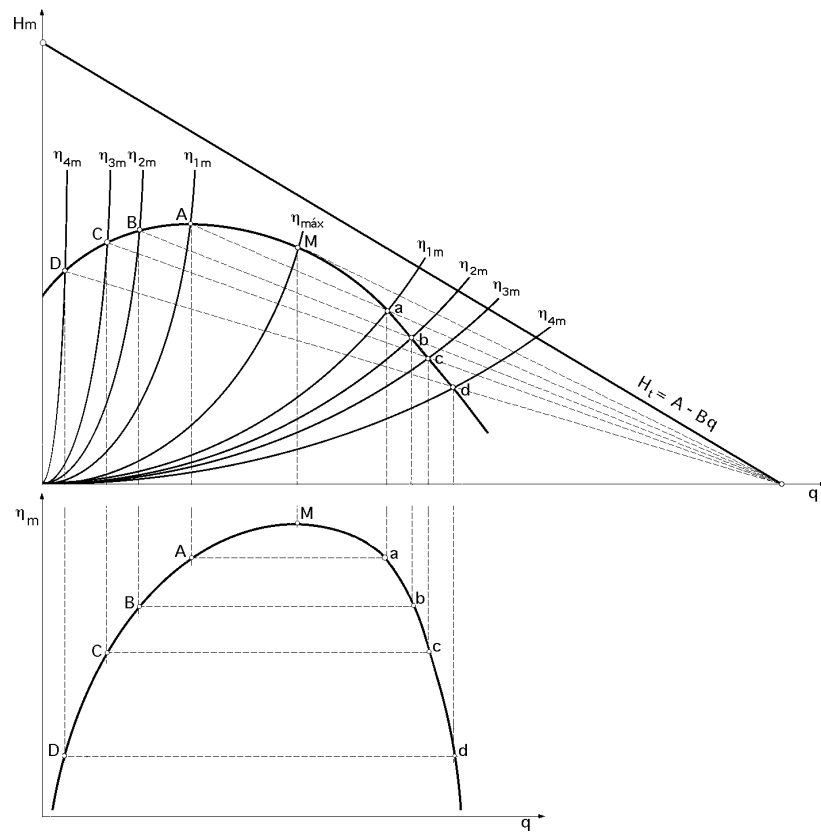


Fig IV.5.- Curva de rendimiento manométrico perteneciente a una curva característica determinada

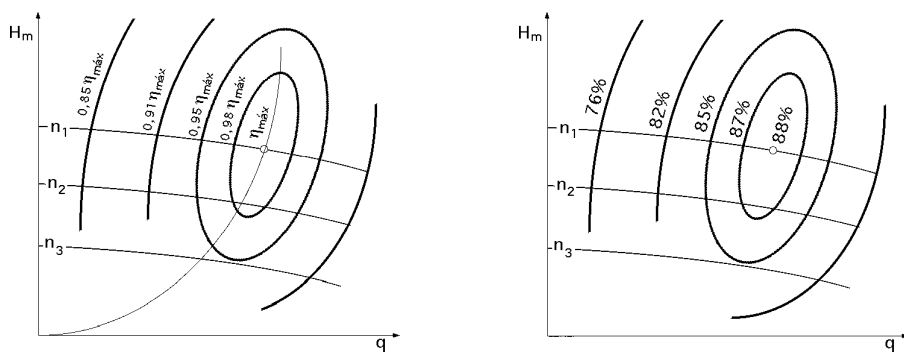


Fig IV.6.- Colinas de rendimientos

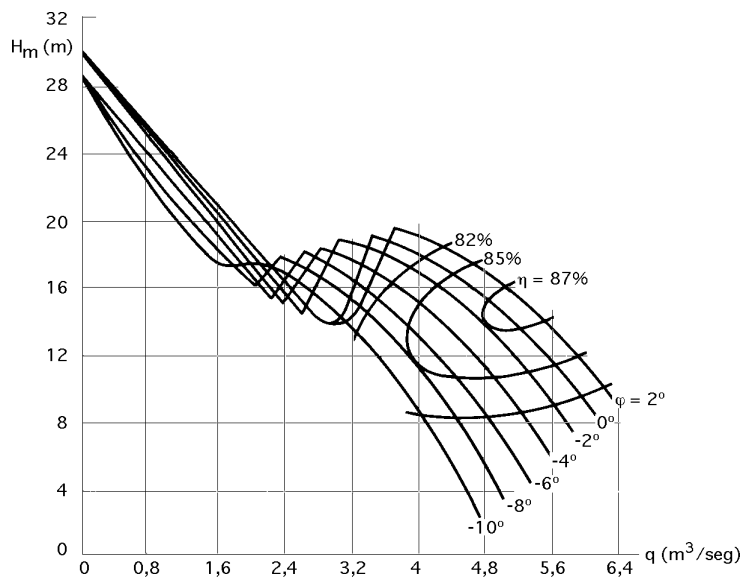


Fig IV.7.- Curvas características de una bomba hélice y colina de rendimientos

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.

IV.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 IV.8, el cambio de revoluciones de la bomba de n_1 a n_2 provoca el desplazamiento del punto de funcionamiento 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 IV.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.

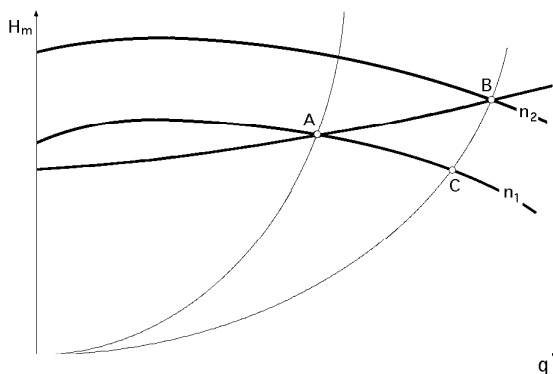


Fig IV.8.- Puntos de funcionamiento

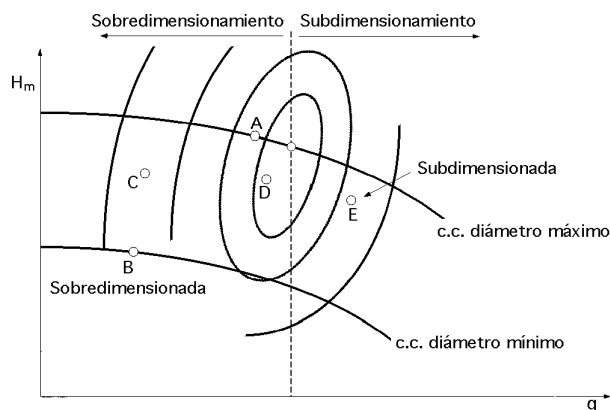


Fig IV.9.- Situación del punto de funcionamiento

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:

- Un *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.

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

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

Las pérdidas de carga internas 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 IV.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 H_0 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 la izquierda del máximo Fig IV.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.

- En las Fig IV.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.

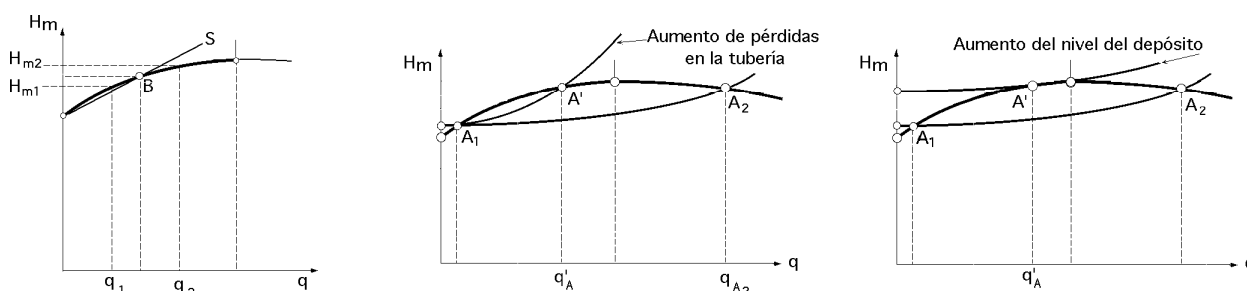


Fig IV.10.- Zona inestable con fluctuaciones

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* .

Se observa que, cuando el caudal es $q_{A'}$, si se cierra algo más la válvula, la bomba deja 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:

- *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

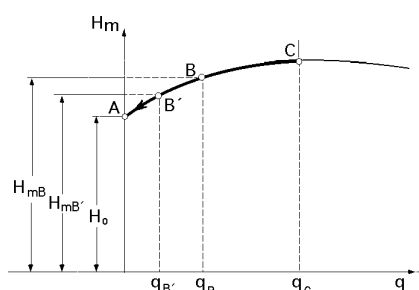


Fig IV.11.- Rápido crecimiento del consumo

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 des-

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

- *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,

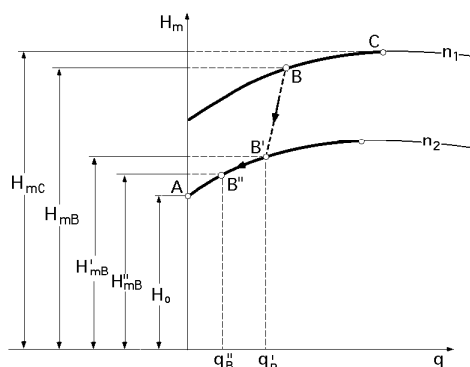


Fig IV.12.- Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba

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 instante, y al igual

que en el caso anterior, la bomba dejará de funcionar, Fig IV.12.

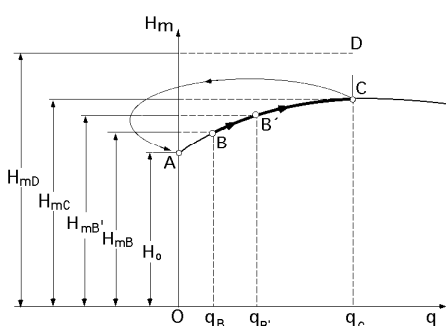


Fig IV.13.- Disminución rápida del consumo

- *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 elevará, 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 ni-

vel del depósito, y por lo tanto la altura manométrica, tenderían a seguir creciendo por encima de la altura manométrica máxima H_{mC} que puede suministrar la bomba, Fig IV.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.

- *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 curva característica, creciendo la altura manométrica y el caudal suministrado por la bomba, y en el

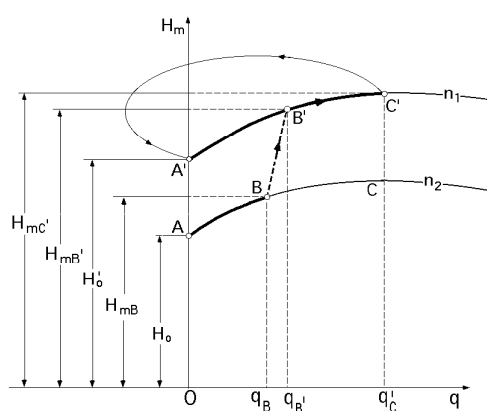


Fig IV.14.- Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba

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 momento 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:

- *Caída de rendimiento de la bomba que supone una pérdida de potencia*
- *Si el líquido lleva en suspensión partículas abrasivas, éstas irán aumentando el diámetro interno del diafragma disminuyéndose con el tiempo el efecto perseguido.*
- *En el caso de líquidos corrosivos, el diafragma se fabrica con aleaciones especiales, lo que puede encarecer considerablemente la bomba.*
- *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 IV.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 ro-

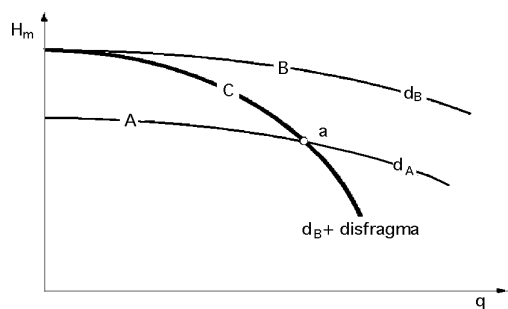


Fig IV.15

detenida 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, ($d_e + \text{diafragma}$)

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 esto delimita la *zona de funcionamiento* de la bomba.

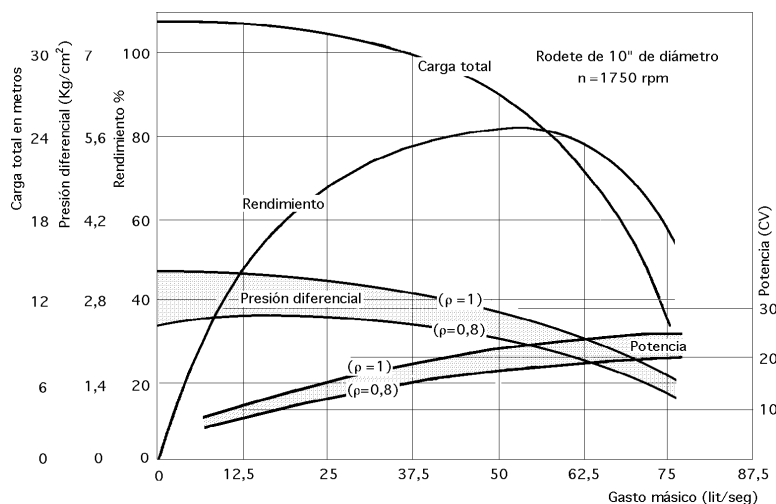


Fig IV.16.- Curvas características para densidades distintas

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 n° 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 (H_m, 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.

IV.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.

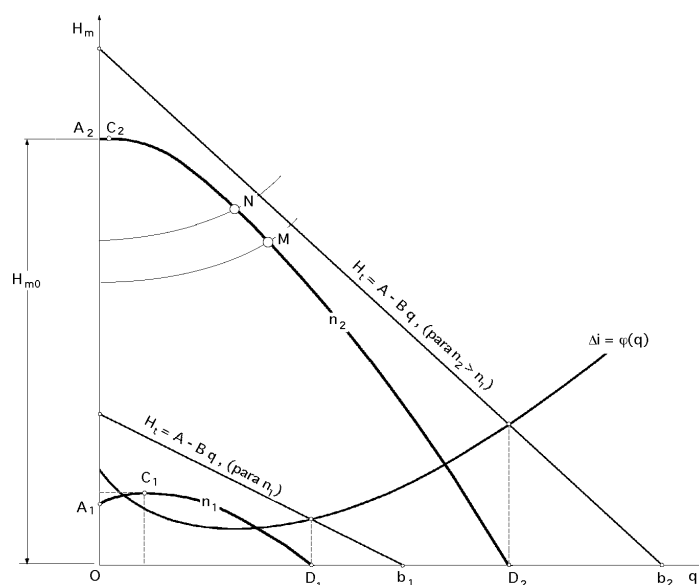


Fig IV.17.- Influencia de la velocidad de giro en la corrección parcial de la zona inestable

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 IV.17, de forma que se pueda llegar a anular, incluso, la zona inestable.

Sabemos que la ecuación de las curvas características es: $H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$, 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: $H_t = A - B q = C_1 n^2 - C_2 n q$, que 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: $\overline{Ob} = \frac{A}{B} = \frac{C_1 n}{C_2}$

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 desplaza 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: $H_m = H_t - C q^2$, y al representarla para n_1 y n_2 se han obtenido las curvas características ($A_1 C_1 D_1$) y ($A_2 C_2 D_2$), respectivamente, observándose que la curva característica ($A_1 C_1 D_1$) correspondiente a n_1 rpm, tiene la zona inestable ($A_1 C_1$), mientras que la curva característica ($A_2 C_2 D_2$) correspondiente a $n_2 > n_1$, 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 hace 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.

IV.7.- 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 al-

tura 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:

- *Mediante rodetes múltiples*
- *Colocando en serie 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:

- *Mediante rodetes múltiples*
- *Colocando en paralelo las bombas de rodete simple*

IV.8.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN PARALELO

Z rodetes iguales acoplados en paralelo.- El caudal q que circula 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 revoluciones específico americano

$n'_s = \frac{n\sqrt{N'}}{H_m^{5/4}}$ el n° de revoluciones específico europeo

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

n rpm, $q = X q'$ es el caudal circulante, $N = X N'$ 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 rodets 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 rodets 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 caudales q_1, q_2 , etc., cuya suma dará un punto que pertenecerá a la curva característica conjunta, y así sucesivamente.

Acoplamiento en paralelo de dos bombas idénticas.- La curva I es la característica común a cada una de las bombas, Fig IV.18. 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 H_{m_B}

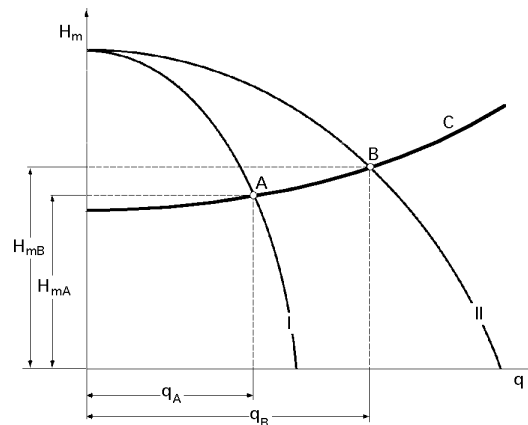


Fig IV.18.- Acoplamiento de bombas idénticas en paralelo

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.

Acoplamiento de bombas en paralelo con características distintas, con un punto común para, $q = 0$.- El problema es exactamente igual al anterior, Fig IV.19, por cuanto las abscisas de la curva conjunto, son la suma de las correspondientes a las curvas I, II, etc.

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 F₁, con la curva II, Fig IV.20.

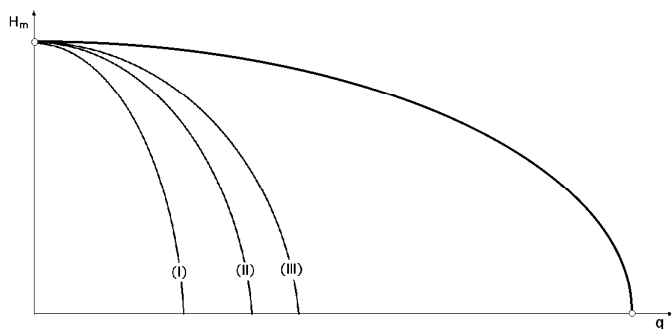


Fig IV.19.- Acoplamiento de bombas con características distintas y un punto común, $q = 0$

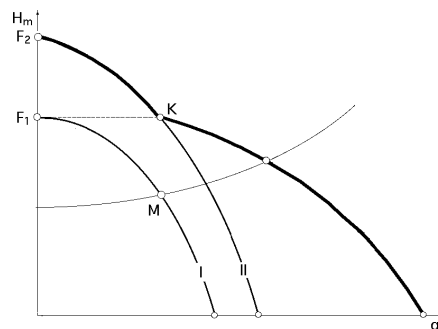


Fig IV.20.- Acoplamiento de bombas con características distintas sin puntos comunes

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.

Influencia de las pérdidas de carga en la tubería.- De acuerdo con la Fig IV.21, 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.

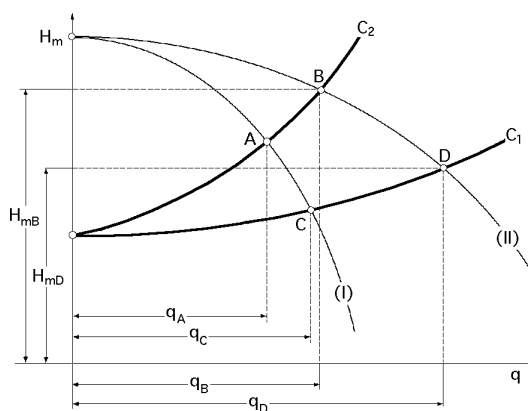


Fig IV.21.- Influencia de las pérdidas de carga de la tubería

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: $\frac{q_D - q_C}{q_C}$

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 .

De todas formas, cuando se desee conseguir un caudal menor en una instalación dada, se pueden au-

mentar 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 IV.21.

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.

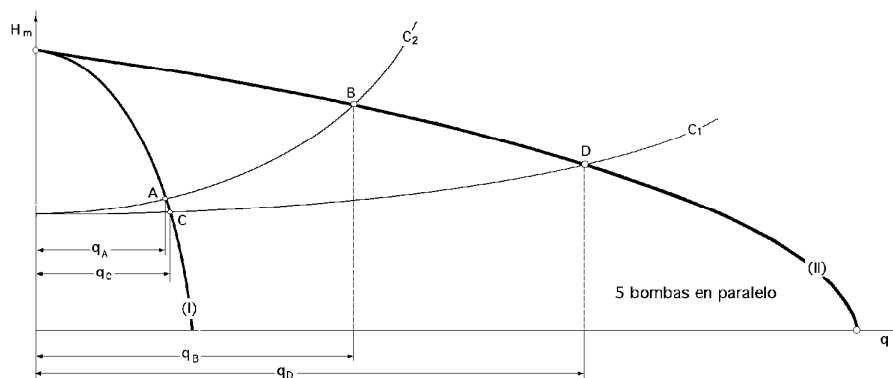


Fig IV.22.- Acoplamiento de cinco bombas iguales en paralelo

IV.9.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN SERIE

Z rodetes iguales acoplados en serie.- Si se supone una bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie, Fig IV.23, que gira a n rpm, impulsa un caudal q y desarrolla una altura manométrica H_m bajo una potencia N , el caudal circulante q es 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

$$n'_q \text{ es el número de revoluciones específico americano} = \frac{n\sqrt{q'}}{H_m^{3/4}}$$

$$n'_s \text{ es el número de revoluciones específico europeo} = \frac{n\sqrt{N'}}{H_m^{5/4}}$$

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

n número de rpm, q caudal circulante, $N = Z N'$ potencia, $H_m = Z H'_m$ altura manométrica

$$n_q \text{ es el número de revoluciones específico americano} = \frac{n\sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = \frac{n\sqrt{q'}}{(Z H'_m)^{3/4}} = \frac{n'_q}{Z^{3/4}}$$

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

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 $Z^{3/4}$.

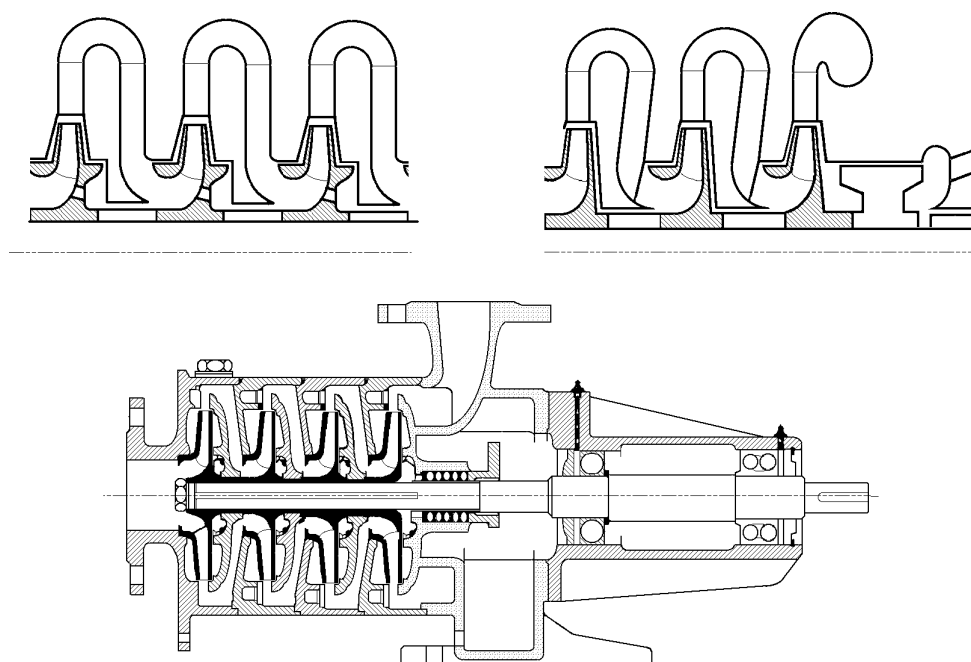


Fig IV.23.- Bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie

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,

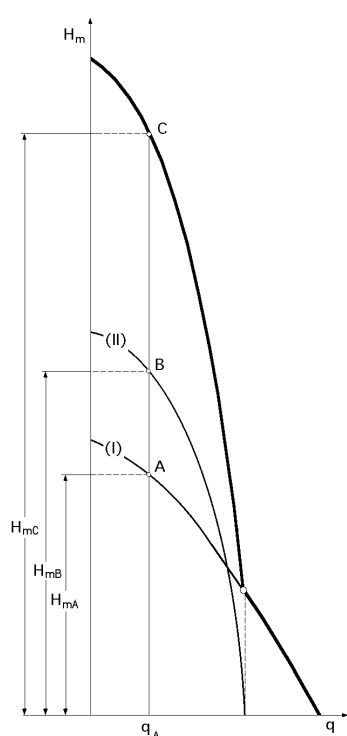


Fig IV.24, a continuación se traza para un caudal cualquiera q_A la vertical correspondiente que corta a las características individuales en los puntos A y B, cuyas alturas manométricas se suman, obteniéndose el punto C, que es la altura $H_{mC} = H_{mA} + H_{mB}$, correspondiente al caudal q_A de las dos bombas en serie, y así sucesivamente para los demás caudales, obteniéndose la curva característica conjunta.

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

Fig IV.24.- Acoplamiento de bombas en serie

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 directamente con la altura, siendo la constante de proporcionalidad el coeficiente de cavitación σ de Thoma:

$$NPSH_{r(máx)} = \sigma H_{m(máx)}$$

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:

- *Pérdidas ocasionadas en los sucesivos procesos de difusión*
- *Aumento de la longitud del eje*
- *Elevado empuje axial*
- *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 empa-

quetaduras o cierres mecánicos normales.

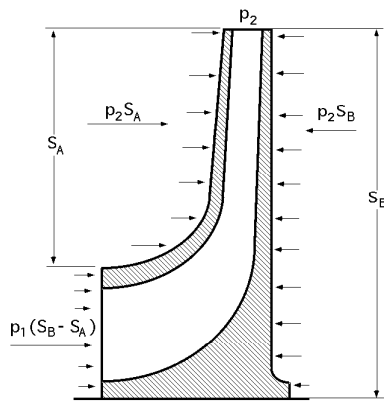
En las bombas con impulsores opuestos, el primero y el segundo se suelen disponer en las posiciones extremas, aun a riesgo de alargar algo las conducciones entre etapas. De este modo, las empaquetaduras de la aspiración y de la primera etapa, están sometidas a las mínimas presiones posibles; en los casos 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 deseada 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.

IV.10.- 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 IV.25 se presenta un impulsor con sus dos discos A y B de superficies respectivas SA y SB. Sobre el disco A actúa la presión p2 (de descarga) que origina una fuerza (hacia la derecha) igual a $F_A = p_2 S_A$; sobre el disco B actúa también la presión p2 sobre el área SB (hacia la izquierda) y presión p1.

Fig IV.25.- Fuerzas para el cálculo del empuje axial

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

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

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 IV.26.

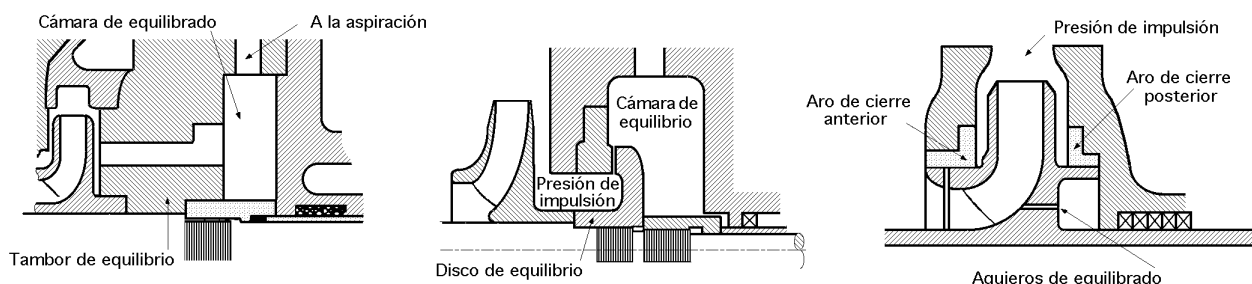


Fig IV.26.- Equilibrado del empuje axial, Tambor, disco y agujeros de equilibrio con aros rozantes posteriores

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 IV.27, no existe empuje axial, pero, en cambio, la longitud del eje y la complicación en los canales conductores entre rodets aumentan, por lo que esta solución no se suele utilizar.

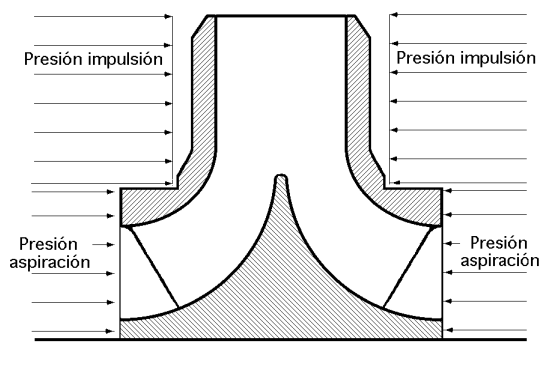


Fig IV.27.- Impulsor de doble aspiración

Disposición de impulsores opuestos.- El empuje axial se evita 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.

Bombas de varios rodets en paralelo.- Al igual que en las bombas de varios rodets en serie, la disposición de varios rodets 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 rodets en paralelo se emplea mucho menos que la de rodets 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 em-

pleando bombas individuales acopladas en paralelo.

Empuje residual.- Si en lugar de un impulsor hay varios Fig IV.28 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 IV.25.

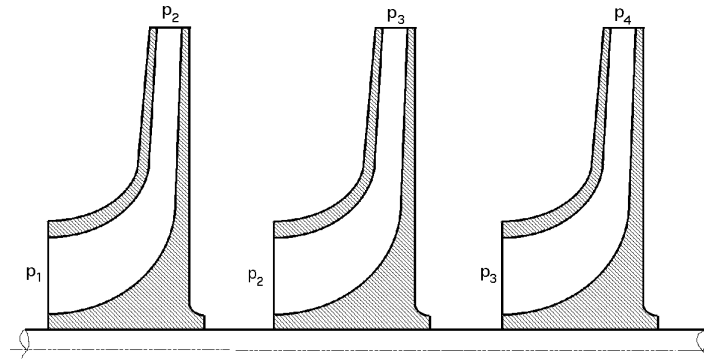


Fig IV.28.- Impulsores idénticos

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 IV.29.

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:

$$F_{izquierda} = p_2 S_B + p_3 S_B + p_5 S_A + p_4 (S_B - S_A) + p_3 (S_B - S_A) + p_4 S_A = S_B (p_2 + 2 p_3 + p_4) + S_A (2 p_3 - p_1)$$

La diferencia es la fuerza residual de la forma: $F_r = S_B (p_1 - 2 p_3 + p_5) + S_A (2 p_3 - p_1)$

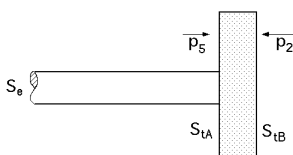


Fig IV.30.- Tambor de equilibrado

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 IV.30.

En la Fig IV.31, 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.

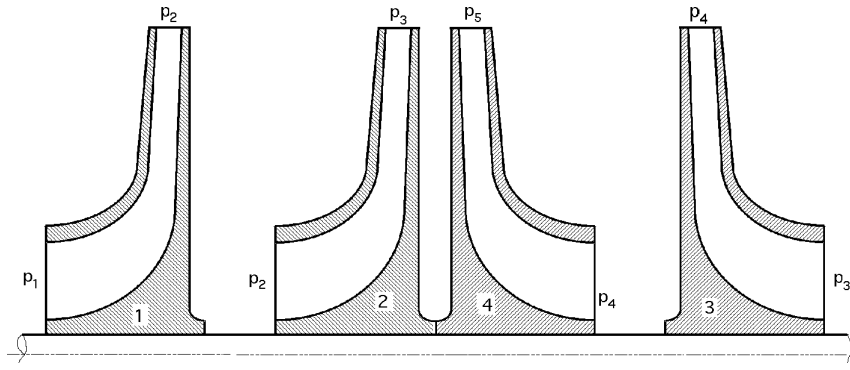


Fig IV.29.- Orden de circulación con varios impulsores

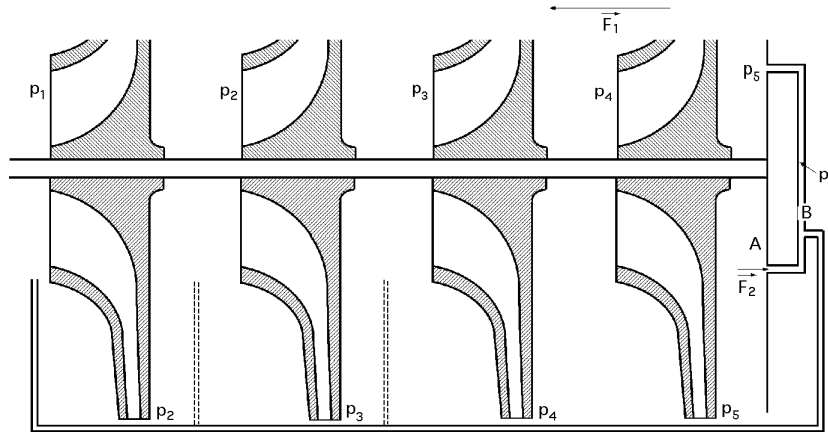


Fig IV.31

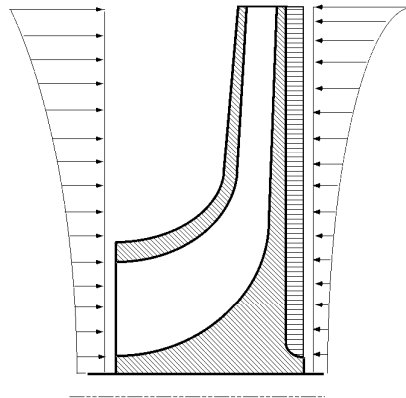


Fig IV.32.- Alabes radiales en la cara posterior del impulsor

$$\begin{aligned} \text{El esfuerzo residual es: } F_r &= (p_5 - p_1) (S_B - S_A) - (p_5 - p_2) S_{tB} - p_5 S_e = \\ &= p_5 (S_B - S_A - S_e) - p_1 (S_B - S_A) - (p_5 - p_2) S_{tB} = p_5 (S_B - S_A - S_e) - C_1 - C_2 \end{aligned}$$

por lo que la fuerza residual es función de p_5 .

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 aumenta el caudal, en el límite, F_r no 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 IV.32, 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.