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.- Nº 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 nº de revoluciones específico americano y* $n'_s = \frac{n\sqrt{N'}}{H_m^{5/4}}$ *es el nº 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:

$$H_m = H_{m_1} = H_{m_2} = H_{m_3} = \ldots = H_{m_n}$$

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + \ldots + q_n$$

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 caudales 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 H_{m_B}

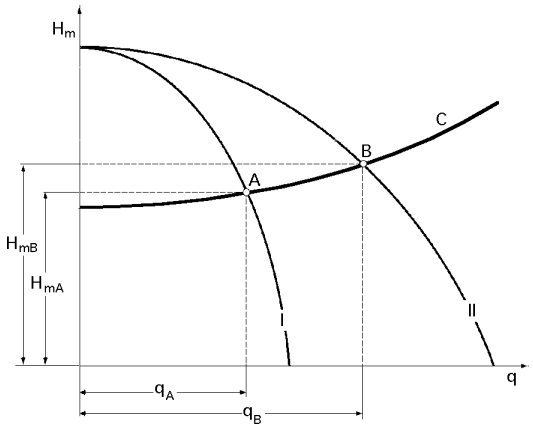


Fig VI.1.- Acoplamiento de bombas idénticas en paralelo

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.

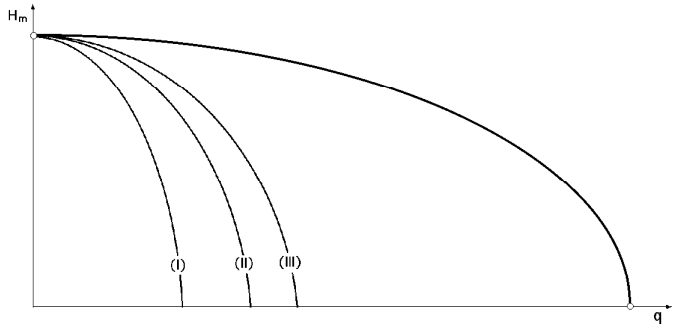


Fig VI.2.- Acoplamiento de bombas con características distintas y un punto común, q = 0

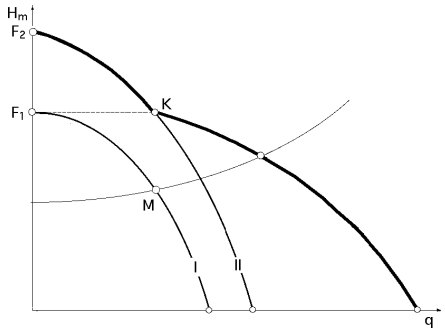


Fig VI.3.- Acoplamiento de bombas con características distintas sin puntos comunes

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.

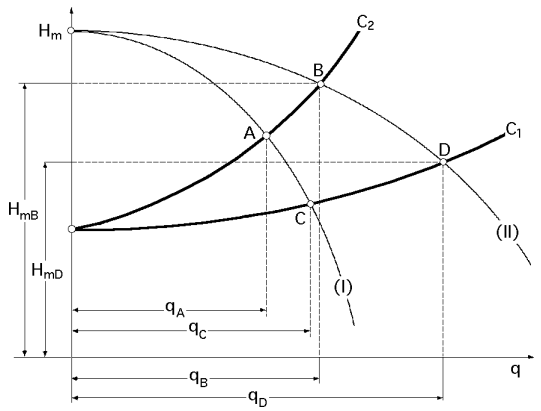


Fig VI.4.- Influencia de las pérdidas de carga de la tubería

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.

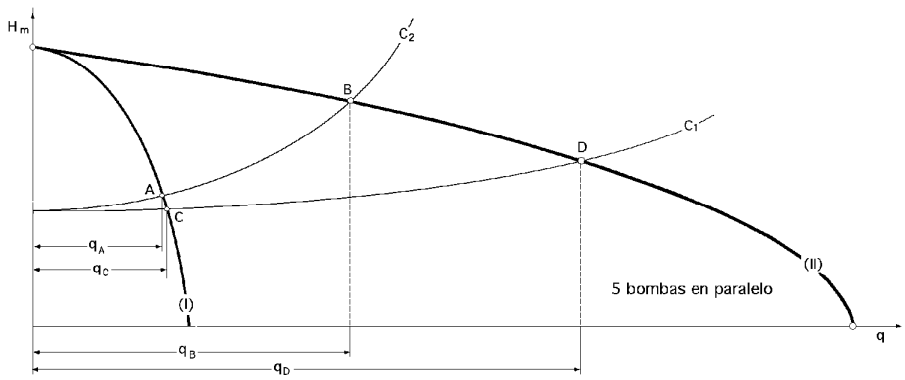


Fig VI.5.- Acoplamiento de cinco bombas en paralelo

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.- Nº 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,*

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

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

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

n *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 $Z^{3/4}$.

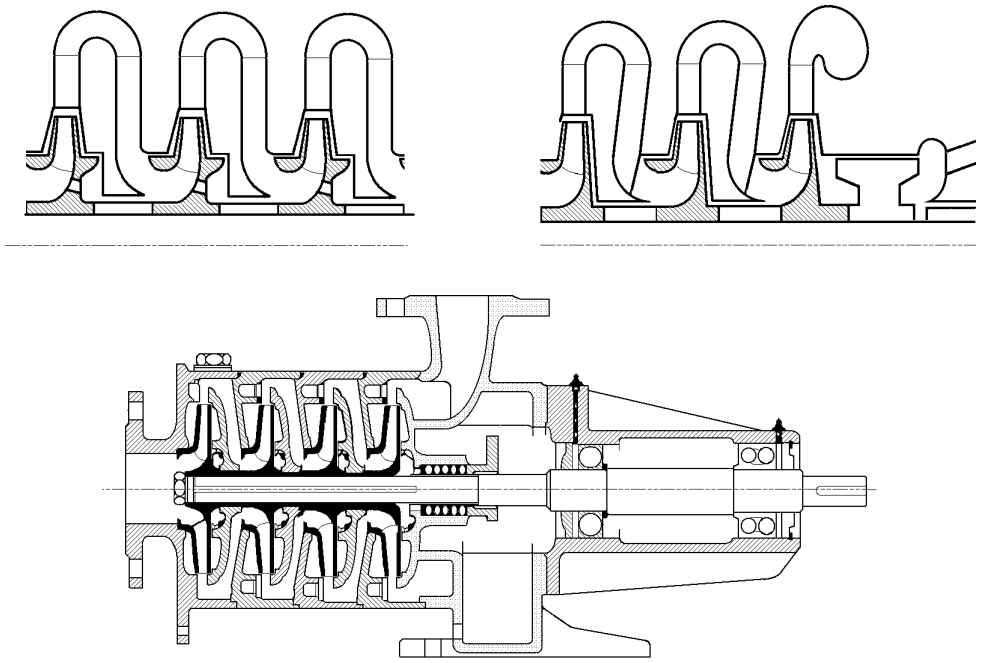


Fig VI.6.- Bomba múltiple constituida por Z rodetes iguales acoplados en serie

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:

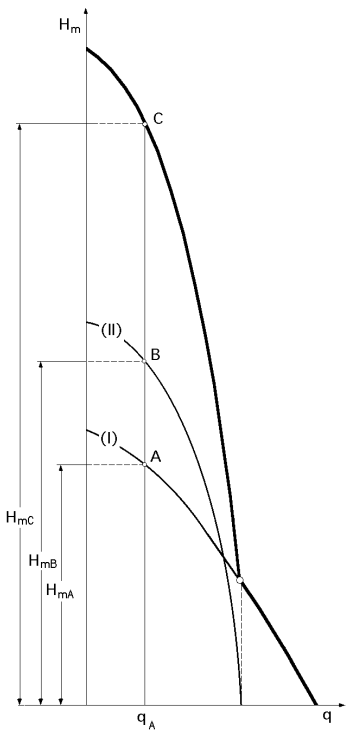


Fig VI.7.- Acoplamiento de bombas en serie

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

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

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.

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.

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:

$$NPSH_{r(máx)} = \sigma H_{m(máx)}$$

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:

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.

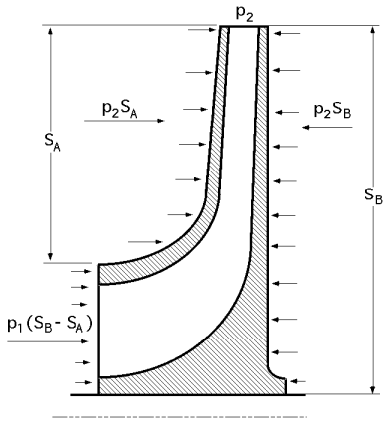


Fig VI.8.- Fuerzas para el cálculo del empuje axial

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) 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.

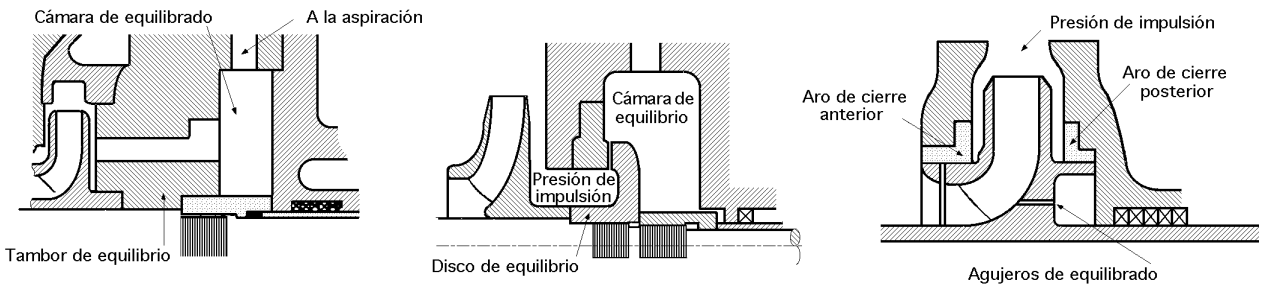


Fig VI.9.- Equilibrado del empuje axial, Tambor, disco y agujeros de equilibrio con aros rozantes posteriores

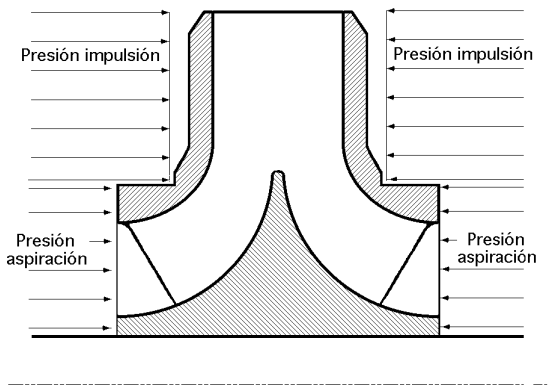


Fig VI.10.- Impulsor de doble aspiración

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.

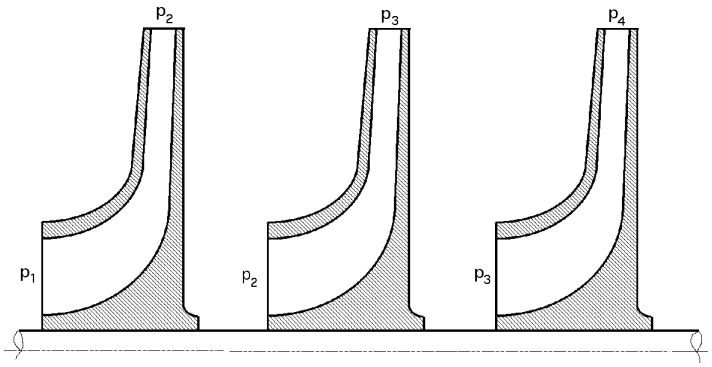


Fig VI.11

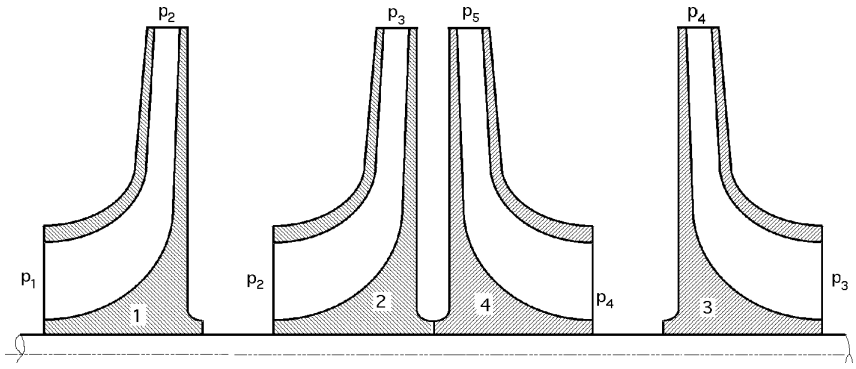


Fig VI.12.- Orden de circulación con varios impulsores

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:

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

$$= S_B (p_2 + 2 p_3 + p_4) + S_A (2 p_3 - p_1)$$

La diferencia es la fuerza residual 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.

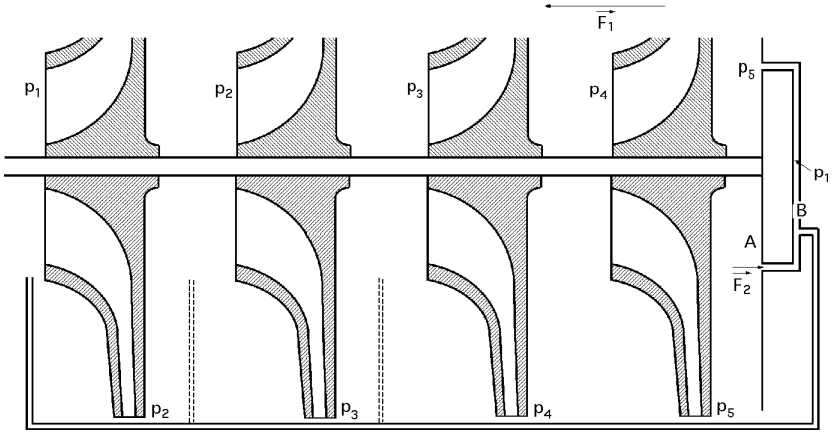


Fig VI.13

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:

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

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 p_5.

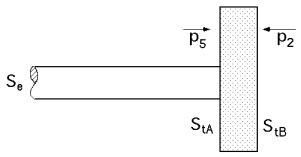
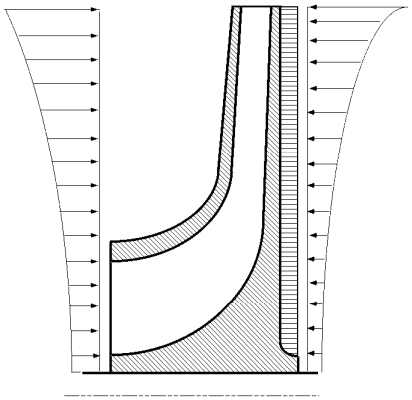


Fig VI.14

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 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).


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

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.