

2011

MECÁNICA DE FLUIDOS

Tema2. Impulsión de fluidos



This work is licensed under the Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivs 3.0 Unported License. To view a copy of this license, visit <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/> or send a letter to Creative Commons, 444 Castro Street, Suite 900, Mountain View, California, 94041, USA.

Autores

I. Martín, R. Salcedo, R. Font.

TEMA 2.IMPULSIÓN DE FLUIDOS**Índice**

TEMA 2.IMPULSIÓN DE FLUIDOS.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	3
2. IMPULSIÓN DE LÍQUIDOS	4
2.1 Cargas en el sistema	4
2.2 Punto de colocación de una bomba	7
2.3 Potencia de la bomba. Rendimiento	8
2.4 Aparatos para la impulsión de líquidos	9
2.5 Criterios de selección del tipo de bomba	31
2.6 Flujo transitorio: Golpe de ariete	32
3. IMPULSION DE GASES.....	38
3.1 Compresión de gases: potencia y rendimiento de los compresores.....	39
3.2 Equipos para la impulsión de gases: ventiladores, soplantes y compresores. 54	
3.3 Criterios de selección de ventiladores, soplantes y compresores	63
4. BIBLIOGRAFÍA.....	64

1. INTRODUCCIÓN

El desplazamiento de fluidos, líquidos o gases (en ocasiones incluso con sólidos en suspensión) se desarrolla normalmente en sistemas de flujo, más o menos largos y complejos que implican conducciones rectas, generalmente cilíndricas de diámetros variados, enlazadas por uniones convenientes, curvaturas, codos, válvulas, etc. A través de estos sistemas el fluido sólo fluye espontáneamente si su energía total disminuye en la dirección del flujo. De no ser así, habrá que comunicarle energía desde el exterior mediante dispositivos tales como *bombas*, en el caso de líquidos, o *compresores*, *soplantes* o *ventiladores*, en el caso de gases. Tal aporte de energía puede invertirse en aumentar la velocidad, la altura o la presión del fluido.

La cuantía de la energía que deberá suministrarse a un fluido para conseguir su desplazamiento por un sistema determinado dependerá de su caudal, de la altura a que deba elevarse, de la presión con que se requiera al final de su recorrido, de las longitudes y diámetros de los tramos rectos de conducción, de los accidentes (ensanchamientos, estrechamientos, curvaturas válvulas, codos, etc.) intercalados entre ellos y de sus propiedades físicas, fundamentalmente su viscosidad y su densidad.

La ecuación de Bernoulli:

$$\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_{P_1}^{P_2} v dp + \Sigma F = \hat{W} \quad (\text{J/kg}) \quad (1.1)$$

aplicada a los extremos del sistema de que se trate permitirá el cálculo de la energía (W) que debe comunicarse a la unidad de masa del fluido circulante. Con ella y el caudal másico de flujo que se desee (m) se obtiene la potencia teórica necesaria para el flujo deseado:

$$P = mW(W) \quad (1.2)$$

Son muy variados los tipos de flujos y fluidos que pueden presentarse, aunque fundamentalmente puede dividirse en flujo de líquidos (incompresibles) y flujo de gases (compresibles, aunque si la variación de presión es baja pueden considerarse incompresibles). A modo de ejemplo se citará entre los primeros: bombeo de productos petrolíferos como crudos, gasolinas, naftas, gasóleos, etc. servicios de agua para calefacción o enfriamiento en cambiadores de calor, servicios agua potable y alcantarillado en las grandes ciudades; bombeo de ácidos, álcalis y toda clase de productos químicos desde sus depósitos almacén hasta las unidades en que se requieran, etc. En cuando a los gases, podemos citar el flujo de gas natural a grandes distancias; servicios de gas propano, de aire comprimido, etc. A su vez, los fluidos pueden ser gases o líquidos poco viscosos, líquidos de elevada viscosidad, newtonianos o no, con o sin sólidos en suspensión, corrosivos o inertes, etc.

En el presente tema, se abordará la descripción y funcionamiento de los distintos equipos utilizados para la impulsión de líquidos y gases de forma separada, no sólo por su distinto comportamiento de compresibilidad, sino porque sus grandes diferencias de densidad y viscosidad requieren que las respectivas máquinas impulsoras tengan características distintas. A modo de ejemplo, baste decir que los equipos para gases deberán tener mayor precisión en

el diseño para evitar fugas, que se producen con mucha mayor facilidad que en el caso de los líquidos. También podría decirse que en el caso de los líquidos hay que tener presente en qué lugar se coloca la bomba para evitar problemas de cavitación, circunstancia que no se produce en los gases.

2. IMPULSIÓN DE LÍQUIDOS

Como se vio en el Tema 1, en Ingeniería Química normalmente el balance de energía mecánica entre dos puntos se expresa mediante la ecuación de Bernoulli en unidades de energía por unidad de masa (J/kg). Sin embargo, en Ingeniería Civil la ecuación de Bernoulli suele expresarse en unidades de energía por unidad de peso, teniendo el mismo significado físico. De esta forma la ecuación de Bernoulli se obtiene dividiendo ambos términos por la aceleración de la gravedad g , teniendo unidades de J/N, que dimensionalmente es equivalente a longitud (m). De esta forma, los distintos sumandos de la ecuación de Bernoulli se les denominan cargas o alturas. Considerando que los líquidos son incompresibles, la ecuación resultante queda de la forma:

$$\left(\frac{v_2^2}{2g\alpha_2} - \frac{v_1^2}{2g\alpha_1} \right) + (z_2 - z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{\Sigma F}{g} = H \quad (2.1)$$

donde $H = W/g$ y se le denomina altura proporcionada por la bomba, mientras que el término $\Sigma F/g$ se le suele denominar pérdida de carga. Dado que la circulación de líquidos es mucho más importante en áreas de Ingeniería Civil (por ejemplo, redes distribución de aguas potables, riego y residuales), la bibliografía y los fabricantes de bombas utilizan exclusivamente la ecuación de Bernoulli expresada en m (ec. 2.1), por lo que en este tema los balances de energía mecánica se abordarán generalmente de esta forma. Previamente a la descripción de los distintos equipos impulsores de líquidos, se verán algunas consideraciones.

2.1 Cargas en el sistema

Un sistema típico en el que se bombea un líquido es el indicado en la Figura 2.1:

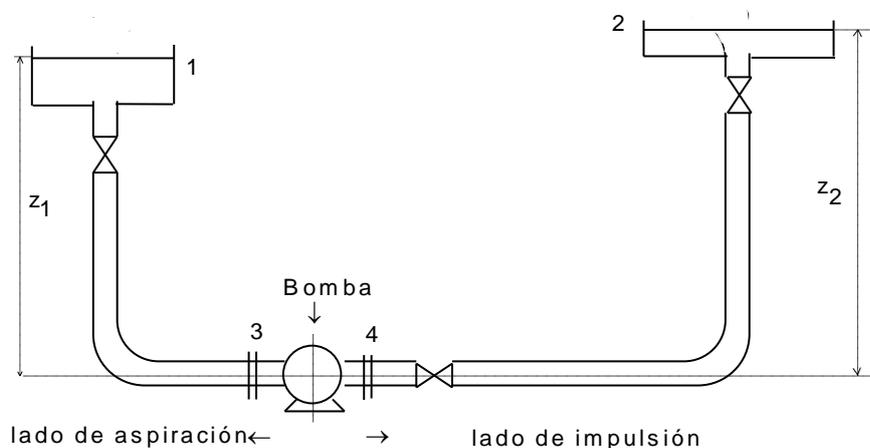


Figura 2.1. Cargas en el sistema

donde $z_3 = z_4$, que al poder tomarse como origen de alturas, es igual a cero. A partir de este esquema se definen los siguientes conceptos.

- **Carga de aspiración o succión:** Es el valor de la energía que posee el fluido al llegar a la boca de succión de la bomba hidráulica, expresada en metros de líquido. Se define como la suma de la carga de presión, la carga cinética y la altura geográfica o cota en la boca de succión de la bomba, de acuerdo con la figura anterior:

$$h_a = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g\alpha_3} + z_3 \quad (2.2)$$

Si se plantea el balance de energía mecánica entre los puntos 1 y 3:

$$\frac{v_1^2}{2g\alpha_1} + z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_3^2}{2g\alpha_3} + z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \frac{\Sigma F_a}{g} \quad (2.3)$$

de donde:

$$h_a = \left(\frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g\alpha_3} + z_3 \right) = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g\alpha_1} + z_1 - \frac{\Sigma F_a}{g} \quad (2.4)$$

- **Carga de impulsión:** Es el valor de la energía que posee el fluido justo en el punto de salida de la bomba hidráulica, expresada en metros de líquido. Se define como la suma de la carga de presión, la carga cinética y la altura geométrica en la boca de impulsión de la bomba. En nuestro esquema,

$$h_i = \frac{P_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g\alpha_4} + z_4 \quad (2.5)$$

Si, como antes, se plantea un balance de energía mecánica entre 4 y 2, se obtiene que,

$$h_i = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g\alpha_2} + \frac{\Sigma F_i}{g} \quad (2.6)$$

En (2.4) $\Sigma F_a/g =$ pérdida de carga por fricción en la zona de aspiración y en (2.6) $\Sigma F_i/g =$ pérdida de carga por fricción en la zona de impulsión.

- **Carga total:** Es la diferencia algebraica entre la carga de impulsión y la de aspiración, y teniendo en cuenta (2.4) y (2.6)

$$h = h_i - h_a = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right) + \left(\frac{V_2^2}{2g\alpha_2} - \frac{V_1^2}{2g\alpha_1} \right) + \frac{\Sigma F_a}{g} + \frac{\Sigma F_i}{g} \quad (2.7)$$

Si se planteara un balance de energía mecánica entre 1 y 2, el parámetro definido como carga total del sistema corresponde a la energía necesaria por unidad de peso para que circule el líquido de 1 a 2, por lo que esta carga corresponde a la energía requerida por una bomba para impulsar el fluido.

De las ecuaciones (2.4) y (2.6) se deduce que la carga de aspiración disminuye y la de impulsión aumenta a medida que aumenta el caudal del líquido (ya que aumentan ΣF_a y ΣF_i), con lo que la carga total necesaria para impulsar el líquido lógicamente es mayor cuanto más grande es el caudal que tiene que circular.

Supongamos, en el ejemplo de la figura 2.1, que los depósitos 1 y 2 están abiertos a la atmósfera y que expresamos la presión relativa respecto a la atmosférica ($P_1=P_2=0$), y que la velocidad en ambos es prácticamente cero al ser la sección de los tanques mucho mayor que la de la conducción. Además, supóngase que la tubería que va de 1 a 3 y la que va de 4 a 2, tienen el mismo diámetro. La figura 2.2 muestra el diagrama de líneas de altura. El trazo grueso que pasa de los puntos 1-3-4-2 corresponde a la línea de energía total en cada punto del sistema. Así, la altura en el punto 1 corresponde únicamente a su cota z_1 , ya que $P_1=0$ y $V_1=0$. El trazo grueso entre 1 y 3 está inclinado, ya que al pasar de 1 a 3 hay pérdidas por fricción ($\Sigma F_a/g$), cuyo valor corresponde a la diferencia entre la altura total en 3 y la que habría en 3 si no hubiera pérdidas (es decir, una horizontal entre 1 y 3). La altura total en 3 corresponde a la carga de aspiración, y puede comprobarse en el diagrama el cumplimiento de la ecuación (2.4). Análogamente, la altura total en 4 corresponde a la carga de impulsión, y puede comprobarse por (2.6), y nuevamente la altura total de 2 corresponde a su cota geográfica. Al ser la tubería del mismo diámetro, el término cinético antes y después de la bomba es el mismo, como se aprecia en la figura, al ser constante el caudal. El salto de altura existente en la bomba, corresponde a la energía por unidad de peso de líquido transmitido por la bomba al fluido, que corresponde a la carga total, cumpliéndose (2.7). Justo en la salida de la bomba, esta transmite energía de presión.

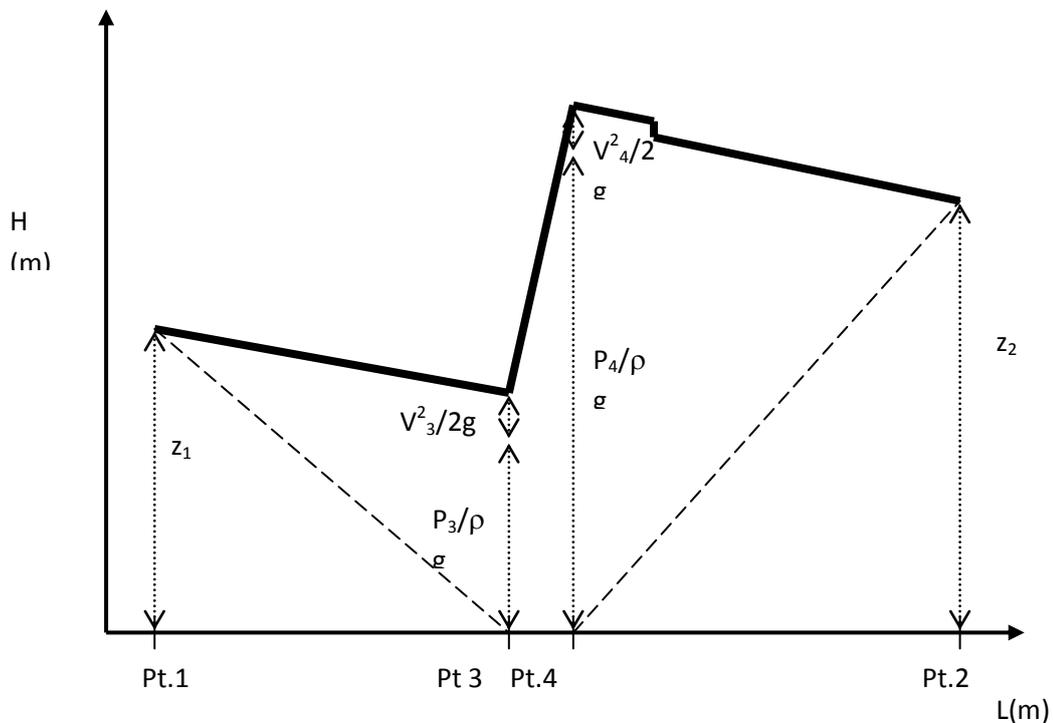


Figura. 2.2. Diagrama de cargas correspondiente a la figura 2.1.

2.2 Punto de colocación de una bomba

Supongamos el ejemplo de la figura 2.1, donde un líquido es bombeado desde una altura z_1 a otra superior z_2 , pero en este caso supongamos que la conducción es siempre ascendente. En la figura 2.3 se ha representado el diagrama de alturas o cargas para este sistema, representando en este caso presiones absolutas.

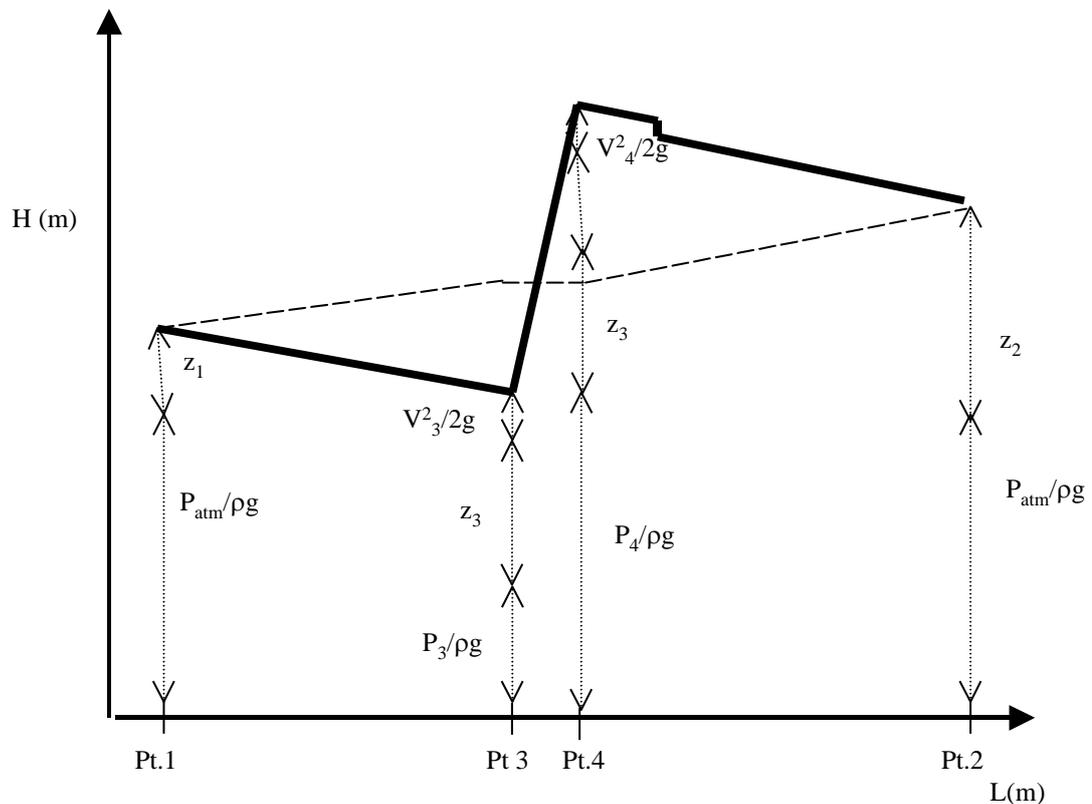


Figura 2.3. Diagrama de cargas de un sistema de impulsión ascendente.

La línea a trazos que va desde 1 a 3 es la línea de alturas geográficas, de tal manera que $z_1 < z_3 = z_4 < z_2$. La bomba por lo tanto está más elevada que el depósito en el punto 1. La energía total en el punto 1 corresponde a la suma de la carga potencial y la carga de presión, que es la atmosférica. Como existen pérdidas por fricción, la altura total en 3 habrá de ser inferior que en 1. Dado que en 3 la cota es superior que en 1 y que el fluido tiene una velocidad, para cumplirse el balance de energía mecánica, la presión en 3 habrá de ser inferior a la atmosférica, por lo que se habrá creado un vacío en el punto de succión de la bomba. Si la presión en 3 se hace igual o inferior a la presión de vapor del líquido impulsado, el líquido hervirá, apareciendo burbujas de gas que producen vibraciones y ruido en las conducciones que, además de hacer imposible la impulsión del mismo, puede llegar a producir daños serios y roturas en las conducciones. A este fenómeno se le denomina *cavitación*. Por tanto, la colocación de la bomba en un sistema de impulsión de líquidos habrá de hacerse en un punto tal que la presión a su entrada sea superior a la presión de vapor.

Se denomina Carga neta de aspiración o NPSH (del inglés "net positive suction head") a la carga de aspiración total, determinada en la succión de la bomba, menos la presión de vapor del líquido a la temperatura que circula, ambas expresadas en metros, es decir:

$$\text{NPSH} = h_a - \frac{P_v}{\rho g} \quad (2.8)$$

$$\text{NPSH} = \left(\frac{P_3 - P_v}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g\alpha_3} + z_3 \right) = \frac{P_1 - P_v}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g\alpha_1} + z_1 - \frac{\Sigma F_a}{g} \quad (2.9)$$

Para el cálculo del NPSH, es necesario tomar como origen de energías potenciales ($z=0$) la cota geográfica donde se encuentre la bomba.

Este NPSH, denominado "disponible" ($\text{NPSH}_{\text{disp}}$), en un punto es una característica del sistema e independiente de la bomba utilizada, que se puede calcular a partir de la ecuación (2.9). Cuando el origen de energías potenciales es la cota de la bomba, el $\text{NPSH}_{\text{disp}}$ deberá ser siempre positivo (> 0) para que no haya cavitación.

Este NPSH disponible se ha calculado a la entrada de la bomba y no en el punto físico donde la bomba impulsa al fluido. Dado que el fluido por el interior de la bomba puede pasar por estrechamientos y accesorios que produzcan más pérdidas de carga antes de llegar a las partes móviles que comunican la energía, los fabricantes de las bombas proporcionan "NPSH requerido", característica de la misma y función del diseño de la bomba. El "NPSH requerido" es el valor en que la presión absoluta, en el punto de succión de la bomba, debe exceder a la presión de vapor del líquido. Por tanto para que una bomba funcione correctamente sin riesgos de cavitación, el NPSH disponible del sistema habrá de ser mayor que el NPSH requerido de la bomba ($\text{NPSH}_{\text{disponible}} > \text{NPSH}_{\text{requerido}}$), teniendo que tomar en ambos la cota de la bomba como origen de energías potenciales.

Si no se dispone del dato concreto del NPSH requerido por la bomba, lo que se hará será colocar la bomba, en principio, en un punto tal que la presión estática en el mismo (P_3 en la Figura 2.1) sea algo superior a la presión de vapor del líquido a la temperatura que circula.

Si por cualquier circunstancia se produce la cavitación ($P_3 < P_v$, $\text{NPSH} \leq 0$), ésta puede evitarse: a) aumentando P_3 , bien mediante un cambio de altura $z_3 - z_1$, o de la presión P_1 (en ocasiones exigirá cambiar la posición de la bomba) o bien disminuyendo el caudal, con lo que disminuye la pérdida de carga en la tubería de aspiración; b) disminuyendo P_v , mediante una disminución de la temperatura de circulación del fluido.

2.3 Potencia de la bomba. Rendimiento

Una vez determinado el punto de instalación, para calcular la potencia que debe comunicarse al fluido, se aplica un balance de energía mecánica entre los puntos 1 y 2. La ecuación (1.1) puede escribirse como:

$$\left(\frac{V_2^2}{2\alpha_2} - \frac{V_1^2}{2\alpha_1} \right) + g(z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} \right) + \Sigma F = W \quad (2.10)$$

de donde se deduce el valor de W : energía por unidad de masa (J/kg) que precisa el líquido. La potencia que debe suministrar la bomba al fluido se calcula mediante la ecuación (1.2). Sin

embargo, la potencia real que consume la bomba será mayor porque al comunicar esta energía al fluido en las partes móviles de la bomba se pierde energía; también hay una pérdida al comunicar el motor eléctrico energía a las partes móviles y asimismo el motor no aprovecha toda la energía que consume de la red.

De aquí que el consumo real de energía es bastante superior al que se ha deducido de la ecuación anterior (al que se denomina "teórico"). Para calcular la potencia real que se va a consumir es necesario conocer el rendimiento total de la bomba y el del motor eléctrico que la impulsa, de forma que se hacen las siguientes definiciones:

$$\text{Rendimiento hidráulico} = \eta_h = \frac{\text{energía que capta el fluido}}{\text{energía aplicada por las partes móviles al fluido}}$$

$$\text{Rendimiento mecánico} = \eta_{mec} = \frac{\text{energía aplicada por las partes móviles al fluido}}{\text{energía que se aplica a la bomba}}$$

$$\text{Rendimiento de la bomba} = \eta_{bomba} = \frac{\text{energía que capta el fluido}}{\text{energía que se aplica a la bomba}} = \eta_h \eta_{mec}$$

$$\text{Rendimiento del motor} = \eta_{elect} = \frac{\text{energía que se aplica a la bomba}}{\text{energía que consume el motor}}$$

$$\text{Rendimiento total} = \eta_t = \frac{\text{energía que capta el fluido}}{\text{energía que consume el motor}} = \eta_{bomba} \eta_{elect}$$

En ocasiones, los fabricantes proporcionan los rendimientos totales de las bombas, que es el que interesa para el cálculo de la potencia real de la bomba:

$$\text{Pot}_{\text{real}} = \frac{\text{Pot}_{\text{teorico}}}{\eta_t} = \frac{W(\text{J/kg}) \cdot m(\text{kg/s})}{\eta_t} \quad (2.11)$$

Sin embargo, es frecuente que el fabricante de bombas proporcione únicamente el rendimiento de la bomba, ya que no suministra la misma con un motor dado, y se les puede acoplar distintos motores. Lo que no es frecuente es que el fabricante proporcione separadamente el rendimiento mecánico y el rendimiento hidráulico.

2.4 Aparatos para la impulsión de líquidos

Las formas de impulsar un fluido, líquido o gas, a través de una conducción son muy variadas, aunque básicamente se pueden reducir a una de las siguientes:

- a) por desplazamiento volumétrico del fluido, bien sea mecánicamente o con la ayuda de otro fluido (bombas de desplazamiento positivo, etc.)
- b) por impulsión mecánica, mediante la acción de la fuerza centrífuga (turbobombas, ventiladores y turbocompresores)

- c) por transporte de cantidad de movimiento mediante un segundo fluido (eyectores, etc.)
- d) por la acción de un campo magnético (bombas magnéticas).

Según que el fluido que se va a impulsar sea un líquido o un gas, las máquinas utilizadas reciben distinto nombre. En lo sucesivo, se considerará la siguiente clasificación:

Como se acaba de indicar, los aparatos destinados a la impulsión de líquidos se denominan bombas. La forma en que dicha impulsión se produce puede ser variada, aunque suele ser de dos tipos principales correspondiéndose con los tipos a) y b) enunciados:

a) Bombas de *desplazamiento positivo* o volumétricas. En este tipo de máquinas el líquido es introducido y confinado en un cierto espacio de la bomba, donde se le comunica la energía, siendo desplazado a continuación hasta la zona de expulsión. Este tipo de bombas proporciona una cantidad constante de líquido en cada embolada o revolución de la parte móvil, sin que el líquido pueda circular libremente a través del cuerpo de la bomba. Ésta, lógicamente, no puede funcionar con la salida cerrada y si se quiere disminuir o suprimir el caudal sin parar la bomba, es necesario recircular parte o todo el líquido bombeado, respectivamente.

b) *Turbobombas*. En este tipo de bombas se aumenta la energía cinética del líquido mediante un rodete giratorio, que todavía en el interior de la bomba se transforma en energía de presión. En ellas el líquido sí puede circular libremente a su través, pues recibe la energía por acción de giro que le comunica un disco giratorio a gran velocidad, sin necesidad de ser confinado en espacios interiores. Las turbobombas se clasifican en bombas centrífugas, helicocentrífugas y axiales en función de la trayectoria que siga el fluido a lo largo del rodete giratorio.

A continuación se comentarán los tipos principales de bombas, tanto de desplazamiento positivo como turbobombas, y sus características principales, indicando finalmente los criterios fundamentales para la adecuada elección de las mismas.

2.4.1. Bombas de desplazamiento positivo o volumétricas

En este tipo de bombas, el caudal de salida dependerá solamente del tamaño de la bomba, su diseño, y será independiente de las características del sistema en que se encuentre, ya que el caudal de líquido en cada embolada es constante al trabajar el motor a velocidad constante. Según sea el mecanismo de impulsión del líquido, se dividen en: alternativas y rotatorias.

a) Bombas alternativas

Las bombas alternativas pueden ser: de émbolo o pistón y de diafragma. Las bombas de émbolo o pistón, constan de un cilindro de mayor o menor diámetro movido por una biela, el cual comprime al líquido en la cámara en que se aloja, en cuya entrada y salida existen las correspondientes válvulas de retención para admisión y descarga (Fig. 2.4). Como consecuencia de dicho mecanismo dan un caudal fluctuante, puesto que durante la admisión no hay descarga de líquido y durante la expulsión el caudal varía, pasando por un máximo, tal como indica la Figura 2.5.a).

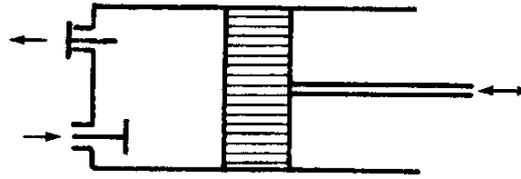


Figura 2.4. Bomba de pistón.

Para evitar esta fluctuación se suele disponer un depósito lleno de aire a la salida de la bomba (pulmón), que por compresión y expansión del aire de su interior amortigua las oscilaciones del caudal. Otra forma muy frecuente consiste en utilizar émbolos que actúan por las dos caras (acción doble), de forma que cuando aspira por un lado, está expulsando por el otro, como se indica en la Figura 2.6. En la Figura 2.5.b) se aprecia el efecto conseguido sobre el caudal.

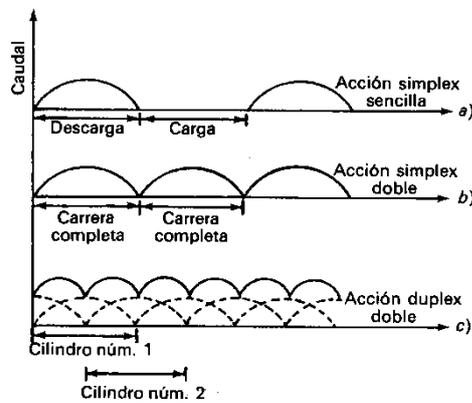


Figura 2.5. Funcionamiento de una bomba alternativa.

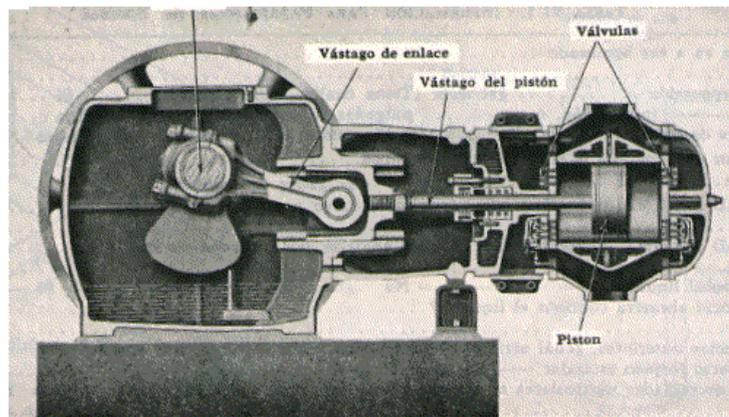


Figura 2.6. Bomba de pistón de acción doble.

Un paso más en este sentido lo constituyen las bombas con dos o más cilindros de acción simple o doble, desfasados en medio recorrido. El flujo total que proporcionan es del tipo esquematizado en la Figura 2.5.c).

Sin embargo, a pesar de estas fluctuaciones significativas en periodos cortos de tiempo, estas bombas proporcionan caudales muy constantes en periodos largos. Las presiones que se alcanzan a la salida suelen ser elevadas, superiores a 50-bar en bombas de pistón (diámetro relativamente grande) y hasta 1400-bar con bombas de émbolo de pequeño diámetro.

Las bombas de pistón o émbolo son muy útiles para la impulsión de líquidos muy viscosos por el elevado esfuerzo cortante que se crea sobre las paredes del cilindro al paso del émbolo, lo que favorece la estanqueidad del conjunto; sin embargo, no se pueden utilizar para bombear líquidos que contengan sólidos abrasivos, debido al daño que ocasionarían sobre las superficies pulidas del interior.

El rendimiento volumétrico de estas bombas, definido como cociente entre el volumen real del líquido suministrado y el volumen barrido por el cilindro, es superior al 90 por 100. El rendimiento mecánico oscila entre 40 y 50 por 100, para las bombas pequeñas, y 70-90 por 100, para las bombas grandes. El número de emboladas puede oscilar entre 20 y 200 por minuto.

Algunas desventajas son su tamaño relativamente grande y su elevado coste inicial y de mantenimiento.

Las *bombas de diafragma* son similares a las de pistón o émbolo. Difieren de estas en que la parte móvil está constituida por una membrana flexible de metal, caucho o plástico, accionada mecánica o neumáticamente (Fig. 2.7).

Su principal ventaja es que no precisa empaquetadura ni prensaestopas para evitar la fuga de líquido entre las partes fijas y móviles, por lo que son muy utilizadas para impulsar líquidos tóxicos o peligrosos, y también líquidos esterilizados. El principal problema que presentan es, naturalmente, el de la vida relativamente corta del diafragma, y su riesgo de rotura, por lo que los costes de mantenimiento pueden ser elevados. Suele utilizarse para bombear líquidos corrosivos y líquidos con sólidos abrasivos en suspensión.

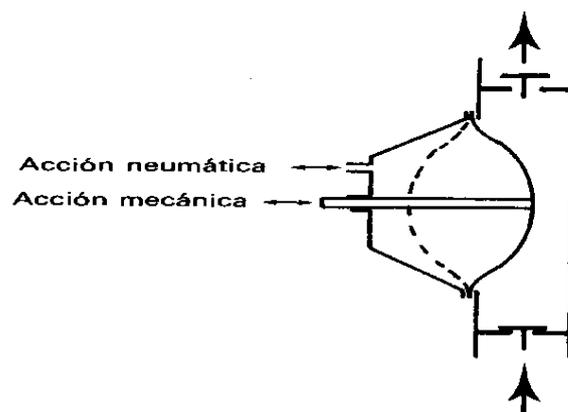


Figura 2.7. Bomba de diafragma.

b) Bombas rotatorias

En ellas el desplazamiento del líquido se produce por rotación de una o más piezas móviles en el interior de una carcasa, determinando unas cavidades en las que se aloja el líquido que se

desplaza desde la entrada de la bomba hasta la zona de descarga. La velocidad de giro es del orden de las 500 r.p.m., proporcionando al líquido presiones medias; hasta de 100 bar. Pueden bombear líquidos que no contengan sólidos abrasivos, aunque están especialmente indicadas para manejar líquidos algo viscosos, con propiedades lubricantes (aceites ligeros, etc.).

Al contrario que las bombas alternativas, las rotatorias no necesitan válvulas de retención. Cuanto mejor sea el ajuste entre las partes fijas y móviles, menores fugas de líquido existirán y, por tanto, mayor será el rendimiento.

Entre los diversos tipos de bombas rotatorias cabe citar las siguientes: de ruedas dentadas, de lóbulos, de ruedas excéntricas, de paletas, de tornillo, de hélice salomónica y peristálticas. A continuación se comenta brevemente cada uno de ellos.

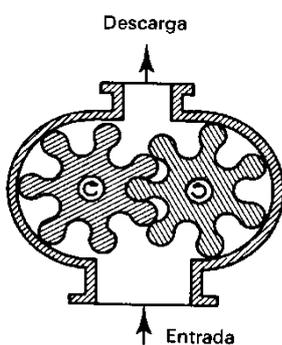
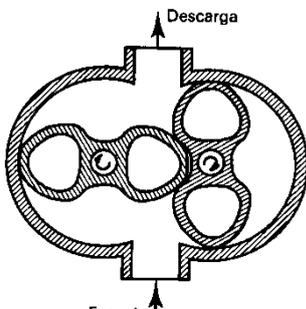


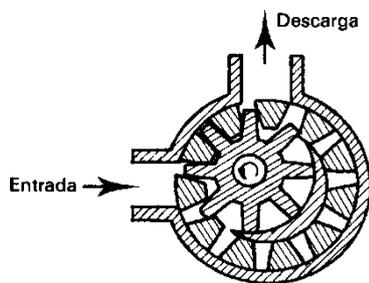
Figura 2.8. Bombas de ruedas dentadas.

Las bombas de *ruedas dentadas* son las bombas rotativas de desplazamiento positivo más utilizadas. Constan de dos ruedas dentadas de igual diámetro que se engranan alojadas en una carcasa, como indica la Figura 2.8. Impulsan al líquido confinándolo entre los dientes de las ruedas y las paredes de la carcasa. Los engranajes pueden ser helicoidales o rectos, y solo uno de ellos ejerce el desplazamiento, mientras que el otro engranaje gira sincrónico con él. Pueden conseguir presiones de hasta 350 bar.



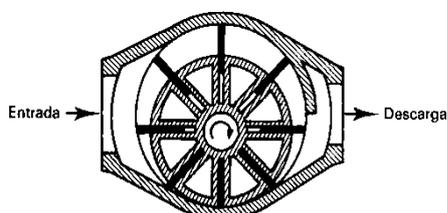
Las bombas de lóbulos son similares a las anteriores, pero las ruedas en vez de ser dentadas disponen de dos lóbulos que cumplen la misma misión (Fig.2.9).

Figura 2.9. Bomba de lóbulos.



Las bombas de *ruedas excéntricas* están torneadas por una rueda dentada unida al motor y otra, excéntrica con la anterior, que gira arrastrada por ella, como se indica en la Figura 2.10. Una media luna fija llena el espacio existente entre ambas ruedas. El líquido es impulsado por ambas, siendo alojado entre los dientes de las ruedas y las partes fijas.

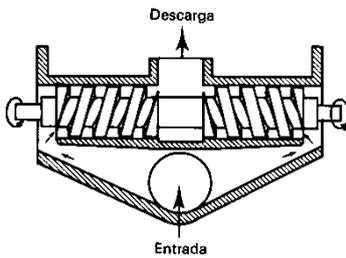
Figura 2.10. Bomba de ruedas excéntricas.



Las bombas de *paletas* son similares a las anteriores. Están formadas por unas paletas rectangulares unidas radialmente a un eje excéntrico con el cuerpo de la

bomba, que al desplazarse por acción de la fuerza centrífuga, determinan las cavidades en las que es alojado el líquido (Fig. 2.11).

Figura 2.11. Bomba de paletas.



Las bombas de *tornillo*, parecidas a las de ruedas dentadas, constan de uno o más rotores cilíndricos en forma de tornillo que encierran al líquido entre sus estrías y las paredes de la cavidad donde se alojan, obligándolo a circular en dirección axial desde un extremo del tornillo al otro. En las versiones de tres rotores, el central es el que arrastra a los otros dos (Fig. 2.12). Se utilizan principalmente para impulsar líquidos viscosos.

Figura 2.12. Bomba de tornillo.

Las bombas de *hélice salomónica* son una modificación de las anteriores, pues en lugar de un rotor cilíndrico roscado están dotadas de un rotor helicoidal metálico cuyo eje describe, además del giro, una trayectoria circular dentro de una cavidad fija de forma similar. En el movimiento del rotor, los huecos que quedan entre el rotor y las paredes fijas (de un material plástico) avanzan de un extremo a otro de forma análoga a la de la bomba de tornillo (Fig. 2.13). Igual que estas, las bombas de hélice salomónica se utilizan preferentemente para impulsar líquidos de elevada viscosidad, como aceites pesados, grasas, pinturas, etc. Con ellas se obtienen presiones elevadas, tanto mayores cuanto más largo es el tornillo o la hélice salomónica y mayor es la velocidad de giro.

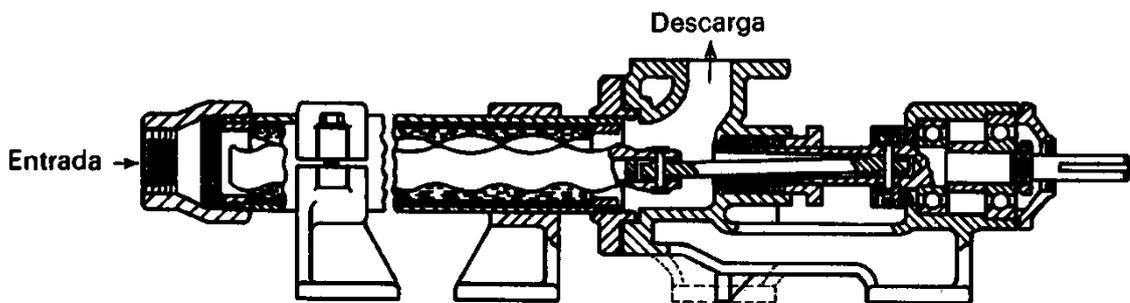


Figura 2.13. Bomba de hélice salomónica.

Por último, las bombas peristálticas constan de una tubería flexible, entre 3 y 25 mm de diámetro, que al ser comprimida sucesivamente por unas ruedas que giran continuamente, obligan a circular al líquido en la dirección del giro. El efecto resultante es similar al del movimiento peristáltico del aparato digestivo animal, del cual recibe su nombre. Tienen la ventaja, como las bombas de diafragma, de no ofrecer posibilidades de fugas, al no existir partes rígidas fijas y móviles en contacto, aunque presentan el mismo problema de la vida limitada del material elástico de la conducción. Suelen suministrar caudales reducidos, por lo que se emplean frecuentemente a escala de laboratorio.

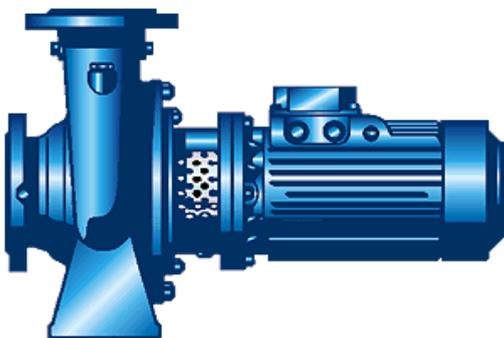


Bomba peristáltica

Algunos de los tipos anteriores de bombas de desplazamiento positivo, preferentemente de las rotatorias, se suelen utilizar por su gran precisión en el caudal suministrado como bombas dosificadoras, e incluso, como medidores de caudal.

2.4.2. Turbobombas

Son sin duda las más extensamente utilizadas (y más especialmente las bombas centrífugas) en la industria para el transporte de fluidos de todo tipo, por sus notables ventajas. Como se dijo anteriormente, las turbobombas incrementan la energía cinética del fluido mediante la acción de un rodete que gira a gran velocidad, convirtiéndose esta energía en energía de presión en la bomba. La característica principal de estas bombas es que el caudal que proporcionan, además de depender del diseño de la propia bomba, viene condicionado por las características de la instalación en que se encuentren. En las bombas centrífugas, el líquido es introducido por el centro del rodete, y este se desplaza dentro del mismo en dirección radial al eje de giro del rodete. En las bombas axiales o de hélice, el flujo del fluido es (como su nombre indica) axial al eje de giro del rodete, mientras que en las hélicocentrífugas, son centrífugas que en vez de tener un rodete circular tiene una forma tal que el líquido en su interior en vez de girar completamente radial al eje de giro del rodete, lo hace de forma oblicua. Dado que el principio de funcionamiento de las turbobombas es el mismo para los tres tipos, se dará explicación de su funcionamiento sobre las bombas centrífugas, que son con mucho las más utilizadas en la industria, y por tanto, tendrán una consideración especial en este tema.



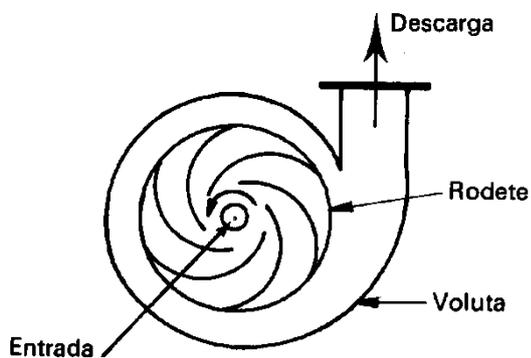
Bomba centrífuga



Bomba axial

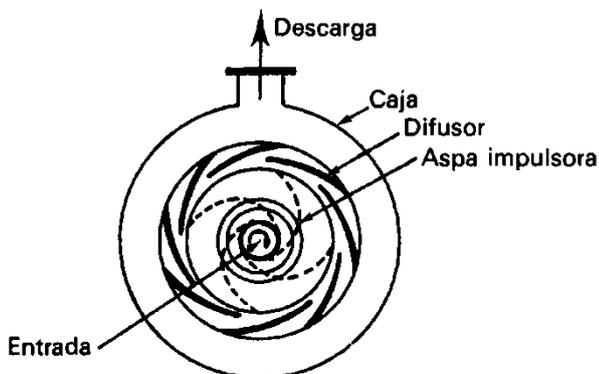
Como se ha mencionado, están formadas por un disco rotatorio denominado rodete, provisto de unas nervaduras o álabes dispuestos como indica la Figura 2.14, que gira a gran velocidad

dentro de una carcasa metálica (1500-3000 r.p.m.). El giro es proporcionado por un motor eléctrico, que va acoplado al eje de giro del rodete. El líquido entra a la bomba por el eje hueco del rodete, aspirado como consecuencia de la disminución inicial de presión que producen sus álabes al girar. A continuación, este líquido es proyectado radialmente a lo largo de los álabes por la acción de la fuerza centrífuga, aumentando considerablemente su energía cinética. A la salida del rodete, esta energía cinética adquirida se transforma en energía de presión, de acuerdo con la ecuación de Bernoulli, a costa de un ensanchamiento paulatino de la sección de paso. Este ensanchamiento progresivo se puede conseguir dándole a la carcasa una forma de espiral, denominada voluta, como se indica en la Figura 2.14, o mediante otra pieza dotada de álabes, fija, denominada difusor, muy utilizado en bombas más complejas de etapas múltiples (Fig. 2.15).



La presión de descarga de una bomba centrífuga, para una misma presión de admisión, dependerá, naturalmente, de la eficacia con que se lleve a cabo la citada conversión de energía cinética en energía de presión.

Figura 2.14. Bomba centrífuga (de voluta).



Las bombas centrífugas son de gran versatilidad, bajo coste, fácil diseño, operación y mantenimiento, por lo que resultan las más indicadas en la mayoría de los casos. Pueden proporcionar caudales variables, desde algunos litros por minuto (los modelos de menor tamaño) hasta varios cientos de metros cúbicos por minuto.

Figura 2.15. Bomba centrífuga de difusor.

Según sea el tipo de líquido que se vaya a bombear, se elige un tipo u otro de rodete, construyéndolo además del material adecuado. Este puede ser de hierro, bronce, acero de diversos tipos, aleaciones de níquel etc.; incluso existen también de metal revestido de vidrio, de cerámica, de carbón o de fibras sintéticas, según las necesidades del fluido a impulsar.

Los rodetes pueden ser cerrados, semiabiertos, abiertos o de flujo mezclado. Los primeros están formados por dos discos paralelos, entre los que se encuentran los álabes soldados a sus caras; los rodetes semiabiertos constan de un solo disco con los álabes en una de sus caras; los rodetes abiertos están formados por los álabes y el soporte imprescindible para su sujeción, y

los de flujo mezclado disponen de unos álabes especiales que proporcionan además del flujo radial, un flujo axial (bombas helicocentrífugas). Los rodetes cerrados son los más corrientes y se utilizan para líquidos poco viscosos y sin sólidos en suspensión. A su vez los rodetes abiertos son los más indicados cuando se ha de bombear un líquido con sólidos abrasivos en suspensión.

En cuanto a la aspiración de la bomba centrífuga, ésta puede ser sencilla o doble, según que se produzca por una de las caras del rodete o por las dos, respectivamente, tal como se indica en la Figura 2.16.

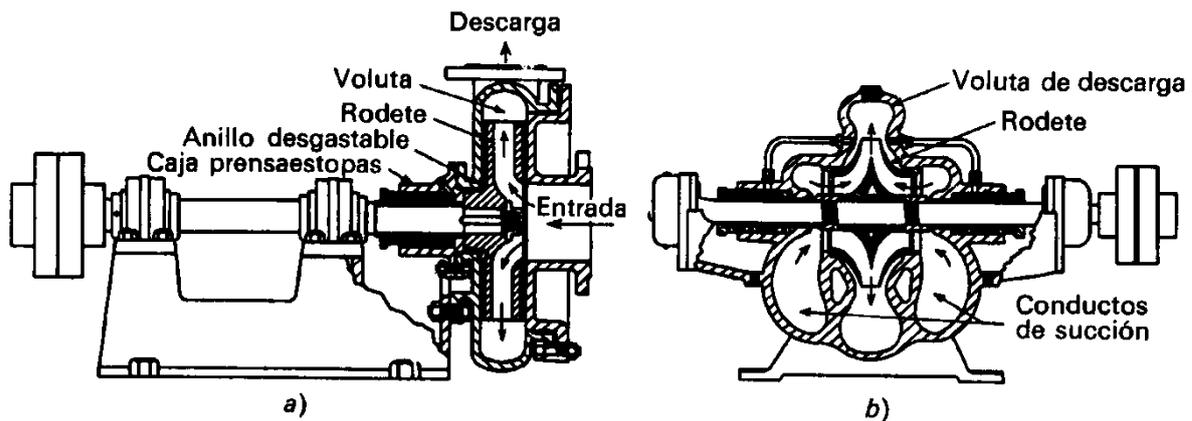


Figura 2.16. Bomba centrífuga: a) Aspiración sencilla; b) Aspiración doble.

Otras características de las bombas centrífugas son que no producen pulsación en la descarga, que pueden trabajar en un amplio intervalo de presiones y caudales, para una misma velocidad de giro, y que la presión de descarga es función de la densidad del fluido bombeado.

Resumiendo, como **ventajas principales** de las bombas centrífugas, cabría destacar las siguientes:

- Construcción sencilla, con gran diversidad de materiales de construcción. Bajo coste inicial y de mantenimiento (menor que el de cualquier tipo de bomba).
- Ausencia de válvulas en el cuerpo de la bomba.
- Posibilidad de acoplamiento directo a un motor eléctrico, dada la gran velocidad a que operan (hasta más de 4000 r.p.m.). En general, para un caudal determinado, una mayor velocidad de giro supone un menor tamaño de la bomba y del motor.
- Al ser la de menor tamaño para una determinada capacidad, posibilidad de fabricarse formando con el motor de impulsión una unidad sellada, por lo que resulta útil para su introducción en el depósito de succión.
- Funcionamiento muy estable. Si se produce un bloqueo de la línea de impulsión (salida de la bomba) no se produce daño en la bomba, siempre que su funcionamiento no se mantenga así por largo tiempo.
- Puede manejar líquidos que contengan elevadas proporciones de sólidos suspendidos.

– A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, pueden trabajar a válvula cerrada a la salida sin que sufran daño, proporcionando en vez de caudal, presión a la salida de la bomba.

Entre las **principales desventajas** que presentan las bombas centrífugas, pueden destacarse las siguientes:

– Una bomba centrífuga de una sola etapa no puede proporcionar una presión elevada. Se construyen bombas de múltiples etapas capaces de desarrollar grandes presiones, pero resultan mucho más costosas y no se pueden construir con materiales resistentes a la corrosión, debido a su gran complejidad. Es preferible, generalmente, emplear velocidades muy altas para reducir el número de etapas necesarias.

– Solamente pueden operar con elevado rendimiento en un intervalo limitado de condiciones (caudal-presión).

– Necesitan de la instalación de válvulas de retención en la línea de aspiración, de lo contrario el líquido podría retornar al depósito de succión en caso de detener la bomba.

– Los líquidos muy viscosos no pueden manejarse con buen rendimiento. En estos casos son preferibles las bombas de desplazamiento positivo.

Funcionamiento de una bomba centrífuga. Curva característica

Las bombas centrífugas operan casi siempre a velocidad constante, por lo que el caudal suministrado (denominado habitualmente capacidad de la bomba) depende solamente, para una misma bomba, de las cargas de aspiración e impulsión.

Consideremos la bomba centrífuga de la figura 2.17, en la que se observa la vista radial y frontal de un rodete. Los álabes están situados sobre el rodete, entre los radios r_1 y r_2 , y tienen una anchura constante b . La masa de un elemento líquido que está girando entre r y $r+dr$, $dM=2\pi r\rho b\cdot dr$. La velocidad de ese elemento diferencial u es la suma de la velocidad tangencial u_t proporcionada por el rodete ($u_t = \omega r$) y la velocidad u_v del elemento, considerando al rodete el sistema inercial de referencia. El momento angular de este elemento, $dL = dM(ur \cos \theta)$. Como el torque es la variación de momento angular con el tiempo, y suponiendo régimen estacionario, la masa no varía en la unidad de tiempo:

$$d\tau = \frac{dL}{dt} = dM \frac{\partial}{\partial t}(ur \cos \theta) = 2\pi r\rho b dr \frac{\partial}{\partial t}(ur \cos \theta) = Q\rho d(ur \cos \theta) \quad (2.12)$$

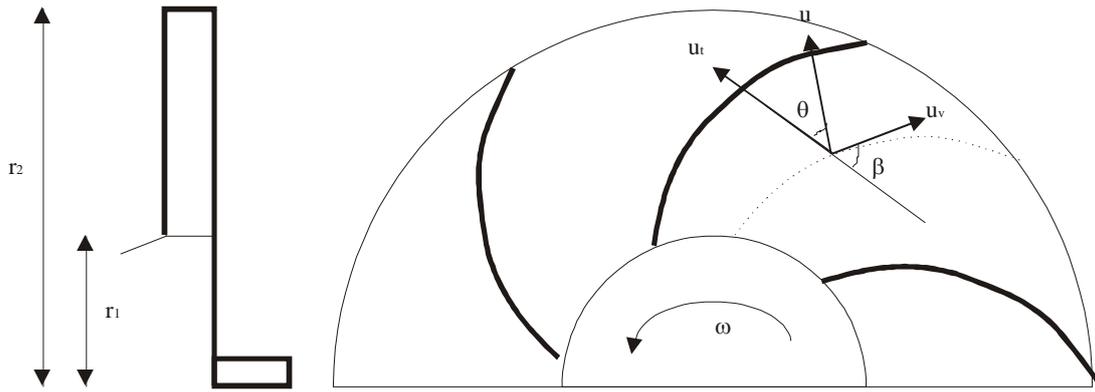


Figura 2.17. Vista frontal y radial de un rodete y representación de las velocidades.

Como la potencia es el producto del torque por la velocidad angular, y a partir de la potencia se puede calcular la energía por unidad de peso desarrollada por la bomba, integrando el torque sobre el radio menor y mayor del rodete correspondiente a los álabes, se obtiene:

$$P = Q\rho\omega(u_2r_2 \cos \theta_2 - u_1r_1 \cos \theta_1) \quad (2.13)$$

$$H_{t,\infty} = \frac{\omega}{g}(u_2r_2 \cos \theta_2 - u_1r_1 \cos \theta_1) \quad (2.14)$$

fórmula que es conocida como ecuación de Euler para las turbomáquinas. Para poder obtener la ecuación de Euler, se tienen que cumplir dos condiciones: a) rendimiento de la bomba unidad, y b) comportamiento idéntico de todos los filetes que atraviesan el rodete, que supone tener un rodete dotado de infinitos alabes de espesor nulo. Estas hipótesis nos las recuerdan los subíndices que acompañan a la H en la ecuación anterior. De cualquier forma, la ecuación (2.14) indica que el máximo rendimiento de la bomba se obtendrá a un caudal Q tal que produzca que el sustraendo sea nulo, es decir, que el $\cos \theta_1 = 0$, denominándose a este caudal de diseño Q_{ro} . Por trigonometría, como puede verse en la figura 2.17.

$$u_v \sin \beta = u \sin \theta ; \quad u_t = u_v \cos \beta + u \cos \theta \quad (2.15)$$

El caudal volumétrico es el producto del área por la componente radial de la velocidad, y haciendo uso de las relaciones trigonométricas anteriores:

$$Q = 2\pi r_2 b u_2 \sin \theta_2 = 2\pi r_2 b u_{v,2} \sin \beta_2 \quad (2.16)$$

Esta ecuación (2.16) es también válida en el diámetro interior o menor del rodete r_1 . Para las condiciones óptimas de diseño, dado que el ángulo $\theta_1 = \pi/2$, se obtiene igualmente por trigonometría que:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{u_1}{u_{t,1}} = \frac{u_1}{\omega r_1} ; \quad Q_{ro} = 2\pi b r_1^2 \omega \operatorname{tg} \beta_1 \quad (2.17)$$

Para expresar la energía por unidad de peso, o altura, o carga desarrollada por la bomba en función del caudal, puede despreciarse de la ecuación de Euler (2.14) el término correspondiente al diámetro interno del rodete. Sustituyendo en la ecuación resultante las

relaciones trigonométricas (2.15) y la ecuación (2.16) en el radio exterior r_2 , se obtiene la altura o energía proporcionada por la bomba por unidad de peso de fluido en función del caudal:

$$H_{t,\infty} \approx \frac{\omega}{g} r_2 u_2 \cos \theta_2 = \frac{r_2^2 \omega^2}{g} - \frac{Q\omega}{2\pi b g t g \beta} \quad (2.18)$$

Por tanto, la altura o energía por unidad de peso de fluido que proporcionan teóricamente los álabes del rodete giratorio de una bomba centrífuga es independiente de la densidad del fluido. Cuando los álabes están inclinados de la manera en que se observa en la figura 2.17 (siempre se diseñan de esa forma por estabilidad y adaptabilidad al sistema), la $\text{tg } \beta$ es positiva, y por tanto, la altura de la bomba disminuye linealmente a medida que aumenta el caudal impulsado.

Como se dijo anteriormente, la altura teórica de la bomba $H_{t,\infty}$ se obtuvo suponiendo un comportamiento idéntico al de infinitos álabes de espesor nulo a través del rodete. Por tanto, la altura real proporcionada por una bomba de un número finito de álabes será inferior a la anterior. Analicemos cuanto menor será dicha energía:

- a) Por un lado, la energía proporcionada por el rodete de una bomba de un número finito de álabes, suponiendo rendimiento unidad, será inferior a la de un número infinito por medio de un factor corrector, es decir, $H_t = \gamma H_{t,\infty}$; $\gamma < 1$. De este factor existen numerosas expresiones empíricas en la bibliografía, destacando la de Pfeleiderer:

$$\gamma = \left(1 + \frac{1.2(1 + \text{sen}\beta_2)}{z \left(1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right)} \right)^{-1} \quad (2.19)$$

$z = n^\circ$ de álabes en el rodete

- b) Además, en el interior de la bomba tienen lugar pérdidas de carga al circular el líquido a gran velocidad, tanto por fricción en los álabes y en la voluta, como por choque de impacto en el difusor y voluta. Por tanto, dado que las pérdidas de carga por fricción, según la ecuación de Fanning, son proporcionales al cuadrado del caudal, y las pérdidas por choque están relacionadas con la desviación del cuadrado del caudal con respecto al de diseño Q_{ro} (ya que al ser $\theta = 90^\circ$, los choques del fluido con los álabes son nulos).

Así, pueden establecerse las siguientes relaciones:

$$H_{t,\infty} = a - bQ \quad (2.20)$$

$$H_t = \gamma(a - bQ) \quad (2.21)$$

$$H_r = H_t - K_{\text{fricc}} Q^2 - K_{\text{choque}} (Q - Q_{r0})^2 = A - BQ - CQ^2 \quad (2.22)$$

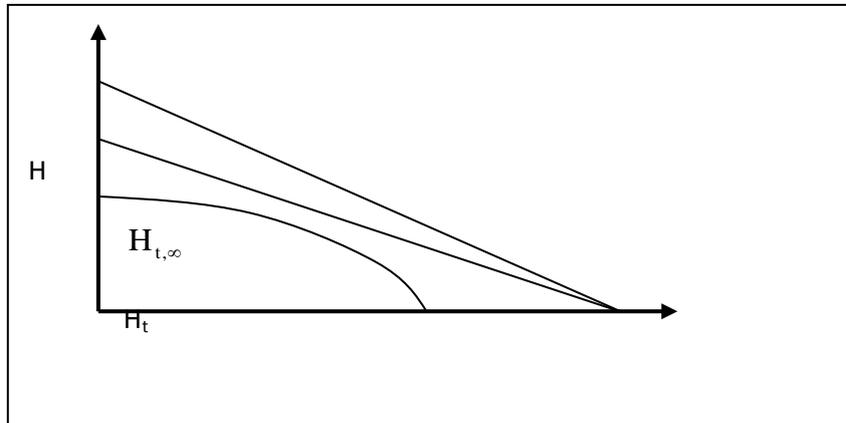


Figura 2.18. Alturas teóricas y reales proporcionadas por una bomba centrífuga.

La curva característica muestra que la bomba proporciona la máxima altura a caudales nulos. Si se opera una bomba centrífuga a válvula cerrada, la presión que adquiere el fluido (ya que no circula) es la correspondiente a la altura de la bomba.

Además de la curva característica de la bomba H/Q , es imprescindible conocer la variación del rendimiento y de la potencia frente al caudal, cuyas evoluciones se muestran en la figura 2.19. Respecto al rendimiento, su evolución es una parábola que pasa por el origen y tiene un máximo, al cual le corresponde para una pareja de valores altura-caudal, y corresponde al punto óptimo de funcionamiento de la bomba. La curva de rendimientos pasa por el origen ya que a caudales nulos, el rendimiento de la bomba es cero. El motivo de que el rendimiento de la bomba varíe y sea inferior a la unidad se debe, aparte de al propio rendimiento del motor eléctrico, a pérdidas volumétricas de fluido (fugas de fluido al exterior de la bomba y fugas de fluido de la voluta que retornan a la zona de impulsión) y a pérdidas mecánicas (fricción en los cojinetes y prensaestopas). Téngase en cuenta que las pérdidas de energía mecánica del fluido por fricción y por choque ya se habían tenido en cuenta en el cálculo de la carga de la bomba. Así, la curva de rendimientos puede ajustarse analíticamente mediante una parábola (ec. 2.23), y como pasa por el origen, su término independiente será nulo:

$$\eta = DQ + EQ^2 \quad (2.23)$$

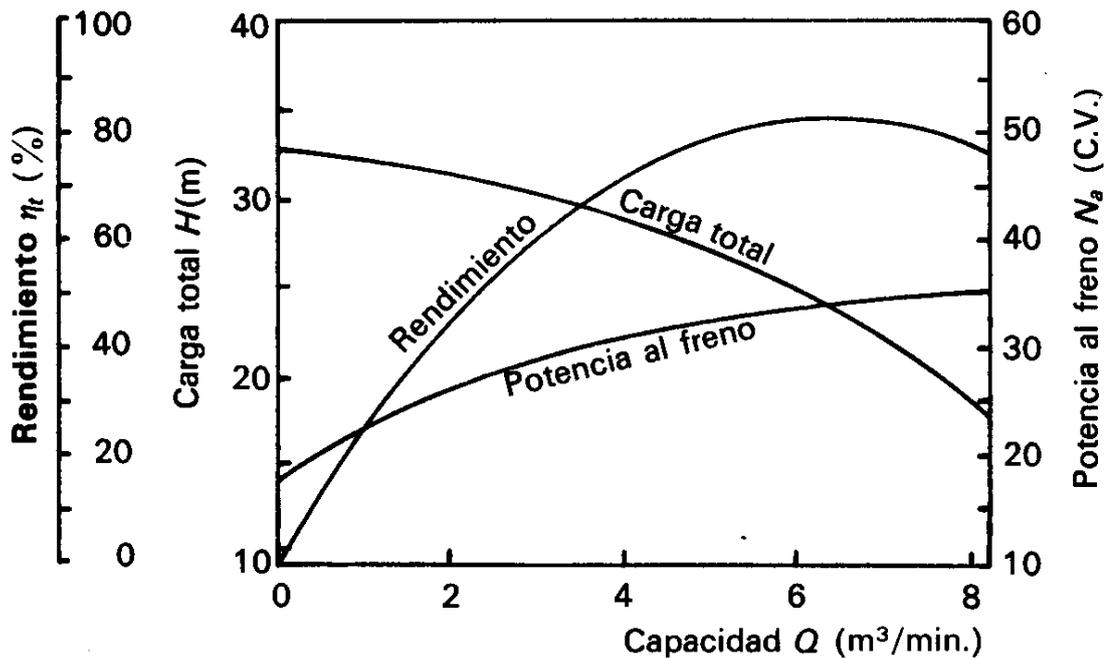


Figura 2.19. Curvas características de una bomba centrífuga.

Respecto a la variación potencia-caudal, cabe diferenciar entre la potencia que capta el fluido, ($P = H \rho g Q$), y la potencia al freno ($N_a = \tau \omega$) que ejerce el eje de la bomba para moverla. La primera es nula a caudal nulo, ya que el fluido no capta energía cuando no hay una impulsión del mismo, pero la potencia al freno no es nula a caudales nulos ya que se presuriza el líquido a la salida de la bomba. Ambas están relacionadas con el rendimiento comentado anteriormente.

Si se descuentan de la potencia al freno, por un lado, las pérdidas de potencia debidas a los roces en los cojinetes, en la parte plana del disco rotor, y las equivalentes a las fugas de líquido, que son prácticamente constantes, y por otro lado las pérdidas debidas al choque del fluido a la salida de los álabes, denominadas pérdidas por choque, y las debidas propiamente al rozamiento del fluido, se obtiene como indica la Figura 2.20, la potencia suministrada realmente al fluido, cuya forma es similar a la curva de rendimientos, excepto que, cuando la bomba trabaja a válvula cerrada y su caudal es nulo, se obtiene la máxima carga a la salida, que significa la máxima presión, y aunque el rendimiento sea nulo (no impulsa nada), sí que se consume potencia ya que el torque no es nulo.

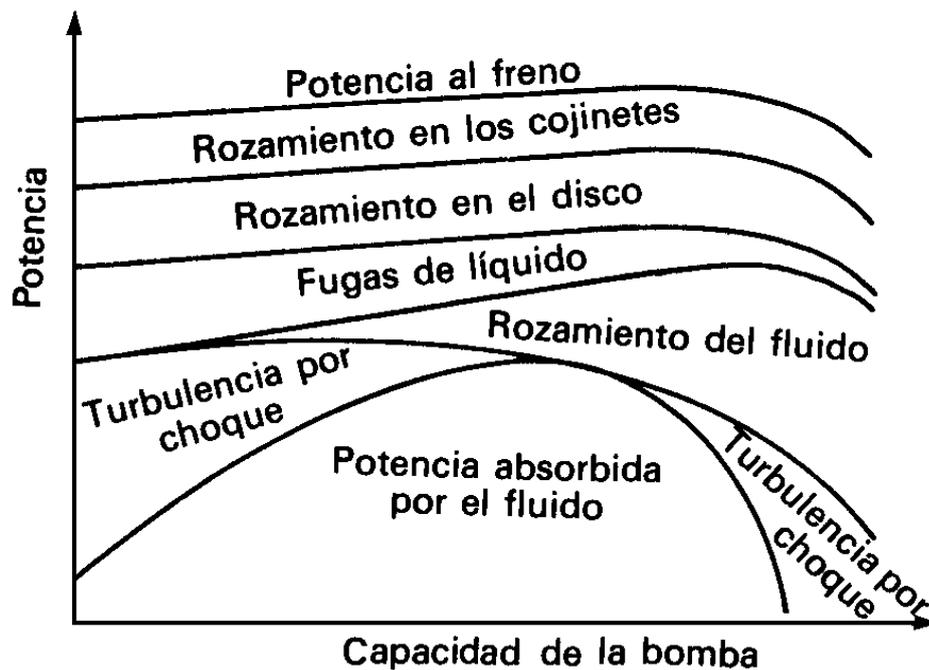


Figura 2.20. Curva característica potencia al freno-caudal y zonas de distribución de la potencia de una bomba centrífuga.

Las dos últimas pérdidas de potencia mencionadas ya no son constantes. Las pérdidas por choque se producen al tener que cambiar bruscamente la dirección al fluido que sale del rodete, guiado por sus nervaduras, para tomar la nueva dirección que le impone la voluta o el difusor. Como se comprenderá, la turbulencia que se produzca dependerá de la inclinación con que se hayan diseñado los álabes, de la velocidad de giro del rodete y del caudal de líquido bombeado. Para una bomba determinada (velocidad de giro fija), la inclinación de los álabes se calcula para un cierto caudal de diseño, y por encima o por debajo de dicho caudal, el ángulo de los álabes deja de ser óptimo y las pérdidas por choque aumentan. Ello explica la forma curva de la potencia absorbida por el fluido frente al caudal, en la Figura 2.20, la cual presenta un máximo que corresponde al caudal de diseño.

Por último, las pérdidas de potencia debidas al rozamiento del fluido, tanto mayores cuanto mayor sea su velocidad, de acuerdo con la ecuación de Fanning, aumentan con el caudal de fluido, siendo nulas en el caso de que este no circule.

De cuanto antecede, se comprende fácilmente la forma cóncava hacia el eje de abscisas, que presenta la curva de la potencia suministrada realmente al fluido, cuyo máximo corresponde al caudal óptimo de bombeo.

Cálculo del caudal impulsado por una bomba centrífuga en un sistema. Considérese el esquema de la figura 2.21, donde se desea desplazar un líquido desde un depósito a una altura z_1 a otro a una altura superior z_2 mediante una bomba, cuya curva característica se muestra en la figura 2.22, empleando L metros de una tubería de diámetro D . Al aplicar la ecuación (2.7), se obtiene la carga total del sistema, que es una característica del mismo:

$$H_{\text{sist}} = (z_2 - z_1) + \frac{\Sigma F_a}{g} + \frac{\Sigma F_f}{g} = (z_2 - z_1) + \frac{2fv^2L}{D} = (z_2 - z_1) + \frac{32fQ^2L}{g\pi^2D^5} \quad (2.24)$$

Como la diferencia de altura geográfica es única para este sistema, así como la tubería, la carga total del sistema es una función del cuadrado del caudal, como se muestra en la figura 2.22. Así el punto de operación de la bomba, es decir, el caudal que impulsa y la altura proporcionada, vendrá dada por el punto de corte de la característica de la bomba (función parabólica descendente) y la curva del sistema (función parabólica ascendente). Por tanto, para cualquier sistema dado, es posible calcular la carga o altura total necesaria mediante la ecuación (2.7). Si el sistema está totalmente definido (cotas geográficas, longitud de tuberías, diámetros, etc), la carga necesaria en el sistema es una función del caudal. Con los datos de la curva característica de la bomba, el caudal impulsado será aquel en que la carga del sistema sea igual a la carga de la bomba, es decir, al punto de corte entre la curva de la carga del sistema y la curva característica de la bomba.

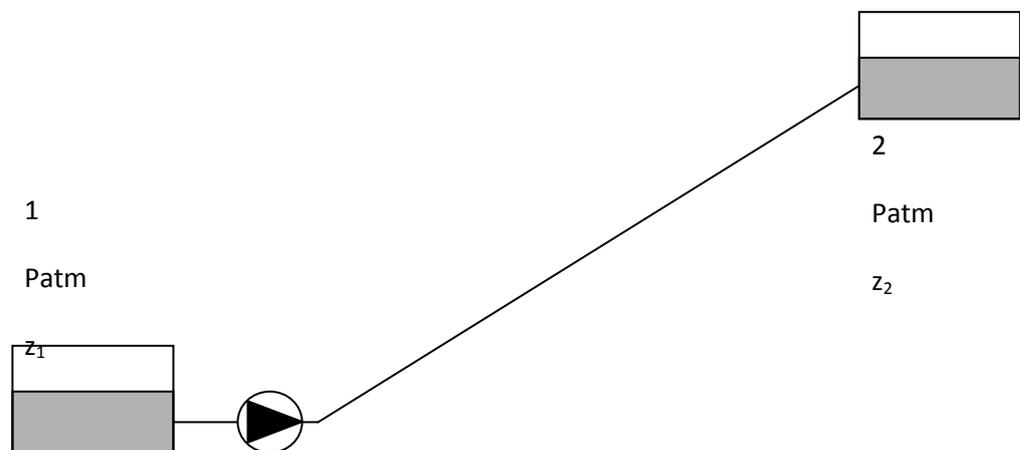


Figura 2.21. Esquema de de un sistema de impulsión.

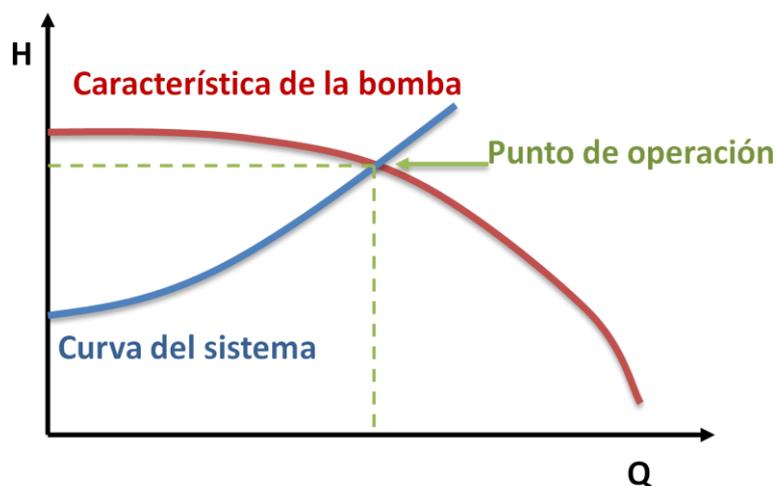


Figura 2.22. Representación de la curva característica con la curva del sistema.

2.4.3. Asociación de bombas centrífugas en serie y bombas múltiples

Las bombas centrífugas son el grupo de bombas más ampliamente utilizadas en la industria, por su bajo coste y prestaciones. Estas bombas son capaces de proporcionar desde caudales muy pequeños a muy elevados; sin embargo, las presiones de salida de dichas bombas son, las mayores, de unos 500 kPa, que es un valor inferior a las presiones que son capaces de proporcionar las bombas alternativas de desplazamiento positivo. Sin embargo, las presiones proporcionadas por las bombas centrífugas pueden incrementarse asociando bombas en serie.

Supóngase el ejemplo mostrado en la figura 2.23. La bomba 1 no es capaz de impulsar líquido en el sistema cuya curva se muestra. Si se acoplara otra bomba idéntica a la bomba 1 en serie, el caudal que circularía por las dos bombas sería el mismo. Por tanto, el mismo caudal recibiría igual energía por cada bomba (ya que son iguales), por lo que la curva característica resultante de la asociación de dos bombas será la suma de la altura proporcionada por cada bomba al mismo caudal, como se muestra en la figura. De esta forma, la asociación en serie de dos bombas idénticas permite la impulsión de fluido cuando con una solo no era posible.

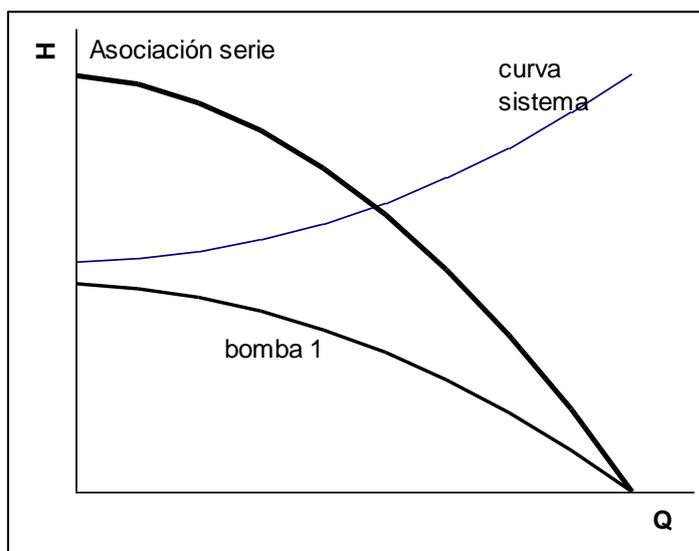


Figura 2.23. Representación de bombas en serie.

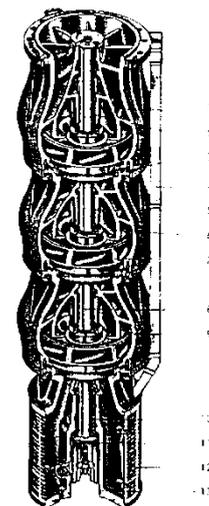


Fig. 2.24. Bomba de 3 rodetes.

Las denominadas bombas centrífugas múltiples son realmente una asociación de bombas centrífugas iguales en serie. La figura 2.24 muestra la imagen de una bomba múltiple. Aunque en el ejemplo expuesto se ha explicado la obtención de la curva característica de dos bombas idénticas, la curva resultante de la curva característica de la asociación de dos bombas diferentes en serie se obtiene de idéntica manera, sumando las alturas que se obtienen para cada caudal.

2.4.4. Asociación de bombas en paralelo

En una determinada instalación de alimentación de fluidos en una industria, no es preciso que circule siempre el mismo caudal, sino que en función de las necesidades de producción, podrá

alimentarse más o menos caudal. Las bombas centrífugas, que operan siempre a la misma velocidad, pueden utilizarse para alimentar varios caudales intercambiando en el sistema, por ejemplo, una válvula de regulación, de forma que al introducir más pérdida de carga, disminuye el caudal alimentado. Sin embargo, se ha visto que cada bomba centrífuga tiene un punto óptimo de funcionamiento donde el rendimiento es alto, y aunque puede trabajar en otras condiciones, no es recomendable dadas las importantes pérdidas energéticas que ello conlleva. Por tanto, cuando en un sistema se desea trabajar a distintos caudales, proporcionando al fluido la misma altura o energía por unidad de peso de fluido, se suele utilizar la asociación de bombas centrífugas en paralelo.

Consideremos un sistema de impulsión de una única tubería, cuya curva está representada en la figura 2.25, en la que la impulsión está formada por dos bombas centrífugas diferentes, cuyas curvas características se muestran también en la figura. En este caso, el caudal total Q que circula por el sistema será la suma de los caudales impulsados por cada bomba. Por tanto, para una altura o energía por unidad de peso requerida por el sistema, en la asociación de bombas en paralelo, impulsará cada una el caudal correspondiente a esa altura requerida. Es decir, la curva característica correspondiente a la asociación de bombas se construye sumando los caudales que proporcionan las bombas a una H determinada. Obsérvese que mediante la asociación en paralelo de bombas no se consigue una mayor energía por unidad de fluido, sino impulsar un caudal mayor.

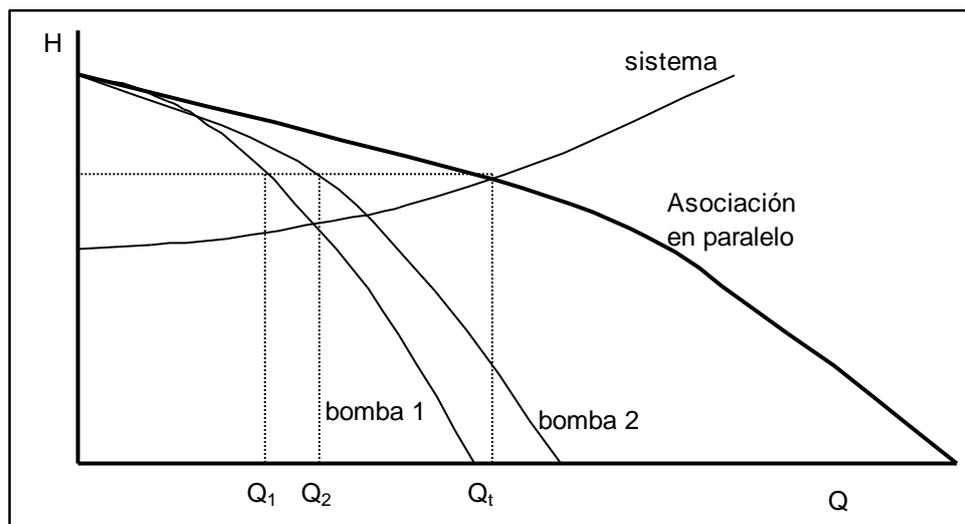


Figura 2.25. Representación de la característica de 2 bombas en paralelo.

2.4.5. Semejanza en bombas centrífugas

Como se mencionó anteriormente, las curvas características reales de las bombas centrífugas las proporcionan los fabricantes de las mismas, que a su vez las han obtenido experimentalmente. Dado que los fabricantes ofrecen una cantidad muy amplia de bombas, incluso para puntos óptimos de funcionamiento próximos, hay gamas de bombas donde el tamaño de la bomba es el mismo y solo varía ligeramente el tamaño del rodete. Además, un fabricante puede ofertar una bomba dada dando con ella la curva característica a una determinada velocidad de giro, y el usuario final utilizarla a otra velocidad de giro. Basándose

en los denominados criterios de semejanza entre bombas, que engloba la semejanza *geométrica, dinámica y cinemática*, es posible obtener la curva característica de una bomba que es semejante a otra y cuya curva característica se conoce.

El caudal impulsado por una bomba centrífuga, la altura teórica de la bomba y la potencia captada por el fluido venían expresados por las ecuaciones 2.16 y 2.18:

$$Q = 2\pi r_2 b u_2 \sin \theta_2 \quad (2.16)$$

$$H_{t,\infty} = \frac{\omega}{g} u_2 r_2 \cos \theta_2 \quad (2.18)$$

$$P = \rho Q g H \quad (2.25)$$

Teniendo en cuenta que la velocidad del fluido a la salida del rodete u_2 es proporcional a la velocidad tangencial u_{t2} , queda establecido que la relación de caudales (Q/Q'), alturas (H/H') y potencias (P/P') de bombas que guardan semejanza cinemática son:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{r_2 u_2}{r'_2 u'_2} = \frac{r_2^2 \omega}{r'^2_2 \omega'} = \lambda^2 \alpha \quad (2.26)$$

$$\frac{H}{H'} = \frac{\omega u_2 r_2}{\omega' u'_2 r'_2} = \frac{\omega^2 r_2^2}{\omega'^2 r'^2_2} = \alpha^2 \lambda^2 \quad (2.27)$$

$$\frac{P}{P'} = \frac{QH}{Q'H'} = \alpha^3 \lambda^4 \quad (2.28)$$

El caso de la semejanza total entre bombas (geométrica, dinámica y cinemática) puede aplicarse únicamente en dos circunstancias:

a) Bombas idénticas girando a distintas velocidades, mientras estas no difieran excesivamente. En este caso, el caudal Q , la altura de la bomba H y la potencia P son proporcionales a la velocidad de giro ω , a su cuadrado, y a su tercera potencia, respectivamente, ya que $\lambda = 1$.

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\omega}{\omega'} = \alpha; \frac{H}{H'} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2 = \alpha^2; \frac{P}{P'} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^3 = \alpha^3 \quad (2.29)$$

Si se dispusiera del ajuste analítico de la curva característica de la bomba $H' = A + BQ' + CQ'^2$, aplicando la semejanza, obtendríamos directamente la curva característica a la nueva velocidad de giro, que resulta $H = \alpha^2 A + \alpha BQ + CQ^2$. Respecto al rendimiento, cuando dos bombas son semejantes, el rendimiento de la bomba que opera en unas condiciones de semejanza es el mismo, es decir $\eta/\eta' = 1$. En este caso, si se dispusiera de la curva de rendimientos inicial $\eta' = DQ' + FQ'^2$, la nueva curva de rendimientos sería $\eta = DQ/\alpha + EQ^2/\alpha^2$

b) Bombas idénticas girando a la misma velocidad, donde el rodete se ha rebajado ligeramente. Ahora, el caudal, la altura y la potencia son proporcionales al cuadrado del diámetro del rodete, a su cuadrado y a su cuarta potencia, respectivamente.

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^2 = \lambda^2; \frac{H}{H'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^2 = \lambda^2; \frac{P}{P'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^4 = \lambda^4 \quad (2.30)$$

Estas sencillas relaciones permiten representar con suficiente precisión, a partir de las curvas reales de una bomba, otras en diferentes condiciones de velocidad de giro o tamaño del rodete. De forma análoga, las nuevas ecuaciones de las curvas características y de rendimiento a partir de las que se conocen de un estado semejante (H' y η') será:

$$H = A\lambda^2 + BQ + \frac{C}{\lambda^2} Q^2; \eta = \frac{D}{\lambda^2} Q + \frac{E}{\lambda^4} Q^2 \quad (2.31)$$

En las Figuras 2.26 y 2.27, se representan las curvas características de una bomba centrífuga para distintas velocidades de giro y diferentes tamaño del rodete.

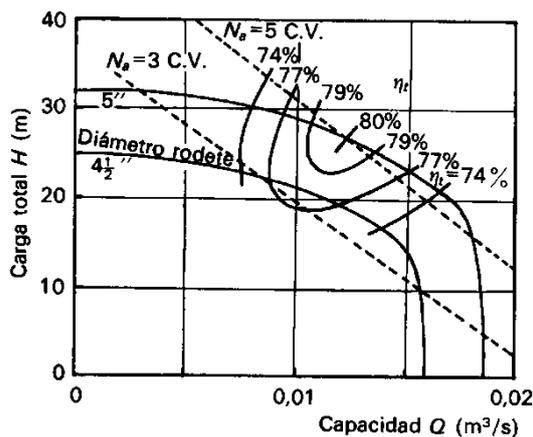


Figura 2.26. Curvas características de una bomba centrífuga a 3450 r.p.m. en función del tamaño del rodete.

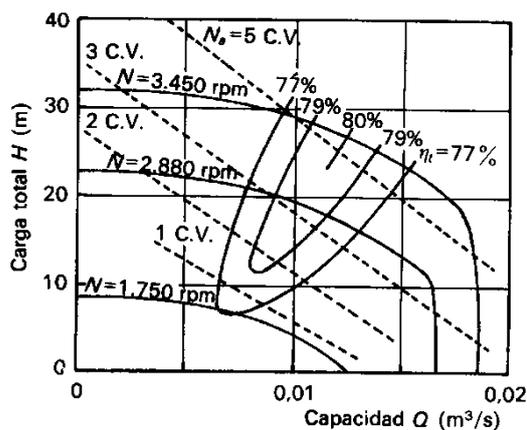


Figura 2.27. Curvas características de una bomba centrífuga de 5'' de tamaño del rodete en función de la velocidad de giro.

En estas figuras, donde hay varias curvas características a distintos tamaños de rodete o velocidad de giro, en vez de aparecer una curva de rendimientos para cada elemento, se representan las denominadas superficies de isorrendimiento.

2.4.6. Cebado de las bombas centrífugas

Al poner una bomba en marcha, la conducción de aspiración y el cuerpo de la bomba pueden estar inicialmente llenos de aire. Si se trata de una bomba de desplazamiento positivo, el aire de la conducción avanza del mismo modo que lo haría el líquido, forzando finalmente por succión la entrada de éste en la bomba.

Sin embargo, las bombas centrífugas no son capaces por sí mismas de iniciar la succión de líquido, pues al comunicar una carga o altura de salida fija, independiente de la densidad del fluido, la potencia a la salida de la bomba será variable según el valor de dicha densidad ($P=\rho gHQ$). Así, puesto que el aumento de presión que produce la bomba es igual al producto de la carga de salida por la densidad del fluido, si se tratara de una bomba que proporciona 100 m de altura de fluido, estando llena de agua daría una presión a la salida de aproximadamente 10^3 kN/m^2 ; mientras que si estuviera llena de aire, la presión a la salida sería aproximadamente 1 kN/m^2 , siendo este valor de la presión insuficiente para succionar el líquido.

La operación por la que se elimina el aire contenido en la tubería de aspiración y en el interior de una bomba centrífuga, hasta dejarla en condiciones de funcionamiento satisfactorio, se denomina cebado. Las formas habituales de proceder al cebado de una bomba centrífuga son: mediante un tanque auxiliar elevado respecto a la bomba, del que se hace circular el líquido por gravedad; aplicando vacío a la salida de la bomba mediante algún dispositivo adicional y mediante una bomba de desplazamiento positivo auxiliar colocada en serie con la bomba centrífuga. También suelen introducirse en el sistema válvulas de retención, que cierran las conducciones a la parada de la bomba con objeto de impedir el vaciado de las mismas.

2.4.7. Bombas especiales

Existen algunos tipos de bombas cuyo funcionamiento es muy sencillo, aunque notablemente diferente al de las bombas comentadas hasta ahora. Entre ellas se pueden citar las denominadas "monta-ácidos", las bombas "Mamut" o de elevación por aire, las bombas de chorro o sifón y las bombas electromagnéticas.

Las *bombas montaácidos*, llamadas así por su utilización para el bombeo de dichas sustancias, consisten en un depósito al que alternativamente entran el líquido que se va a impulsar, y una corriente de aire a presión, que obliga al líquido del interior a ascender por un tubo sumergido y salir del depósito, como se esquematiza en la Figura 2.28.

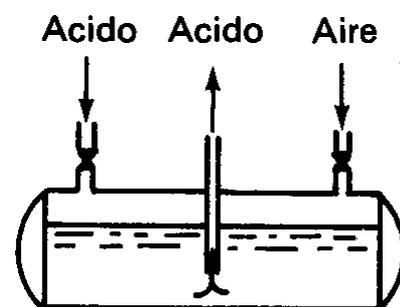


Figura 2.28. Bomba monta-ácidos.

Las *bombas Mamut*, o de elevación por aire, consisten en un simple tubo en "U" sumergido en el depósito de donde se quiere bombear el líquido, por donde se inyecta aire a presión. El extremo de dicho tubo, como indica la Figura 2.29, está rodeado por el extremo más ancho de otro tubo vertical, por donde asciende una mezcla de líquido y aire que se comporta como un

fluido de menor densidad que el líquido solo. La ventaja de esta bomba es que no presenta partes móviles (al igual que la anterior), y que el equipo de bombeo se reduce prácticamente al compresor.

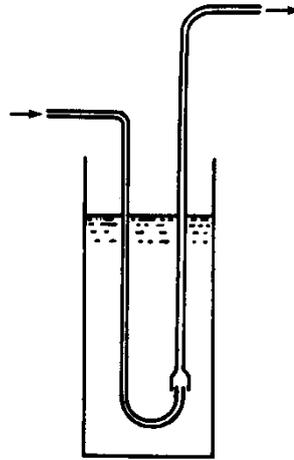


Figura 2.29. Bomba Mamut.

Las *bombas de chorro o sifón*, como se indicó anteriormente, están basadas en el transporte de cantidad de movimiento de un segundo fluido al líquido que se quiere bombear. En la Figura 2.30 se ilustra este tipo de bombas, que se utilizan también en ocasiones para la aspiración de gases, como "bombas" de vacío (trompas de vacío o de agua). El fluido secundario, al entrar y atravesar un tubo de Venturi, provoca la succión del líquido que lo rodea en la cámara de succión, saliendo ambos mezclados por el extremo de descarga. La eficacia de un eyector es baja, y presenta el inconveniente de diluir el líquido que se bombea al mezclarlo con el segundo fluido, a pesar de lo cual se utiliza para trasvasar líquido de un tanque a otro, elevar ácidos, álcalis o líquidos con sólidos abrasivos en suspensión. Una versión de este aparato, el denominado eyector de vapor, utiliza como segundo fluido vapor de agua y se emplea en la alimentación de calderas, pues la recuperación del calor latente de condensación permite alcanzar eficacias próximas al 100 por 100.

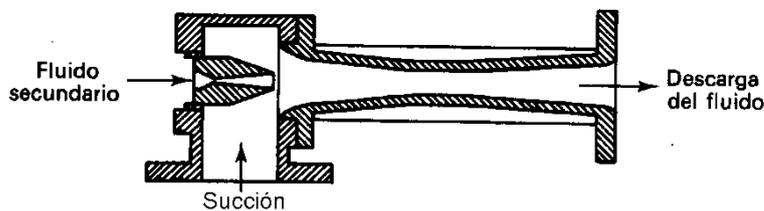


Figura 2.30. Bomba de chorro o eyectores.

Por último, las *bombas electromagnéticas*, como también se ha indicado previamente, están basadas en el mismo principio que el motor de inducción. Para ello, naturalmente, es necesario que el fluido que se bombea sea conductor, y sobre él se ejerce la fuerza del campo electromagnético creado por el electroimán y por la corriente eléctrica que se hace pasar

perpendicularmente a la dirección de las líneas de fuerza del campo magnético, como se ilustra en la Figura 2.31. Se utiliza fundamentalmente para el bombeo de metales fundidos.

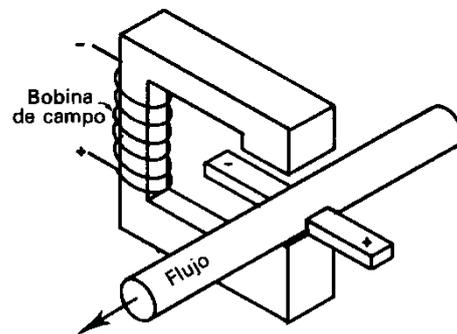


Figura 2.31. Bomba electromagnética.

2.5 Criterios de selección del tipo de bomba

Para seleccionar adecuadamente el tipo de bomba que debe utilizarse en una instalación determinada, es necesario reunir previamente la siguiente información:

- Tipo de líquido que se va a impulsar: densidad, viscosidad, presión de vapor, contenido en sólidos, propiedades corrosivas, abrasivas y lubricantes, etc.
- Condiciones del bombeo: caudal, presión de salida, presión de entrada temperatura, variaciones máximas posibles de temperatura y caudal, etc.

La presencia de sólidos en el líquido es un factor de gran importancia a la hora de seleccionar una bomba, pues los sólidos pueden acelerar la erosión del material o tener tendencia a depositarse o aglomerarse. En estos casos, todas las cavidades internas de la bomba deben tener dimensiones adecuadas procurando que no existan zonas muertas, ni proximidad excesiva entre partes fijas y móviles en caso de que los sólidos sean abrasivos. En cualquier caso debe prestarse una especial atención al mantenimiento del equipo de bombeo que opera con suspensiones de sólidos.

Dada la gran variedad de tipos de bombas y el elevado número de factores que determinan la selección de una bomba para una instalación concreta, deben eliminarse en una primera selección todos los tipos que no tengan una posibilidad razonable de utilización. Existen gráficos en los que se representan los intervalos de caudal y presión de salida en los que pueden operar los distintos tipos de bomba. Con esta información es posible realizar una ulterior selección, observando las curvas que están situadas por encima del punto deseado las cuales indican las bombas utilizables. En la Figura 2.32 se muestra este tipo de gráficos comparativos de los diversos tipos de bombas, pudiendo encontrarse otros más detallados en la bibliografía.

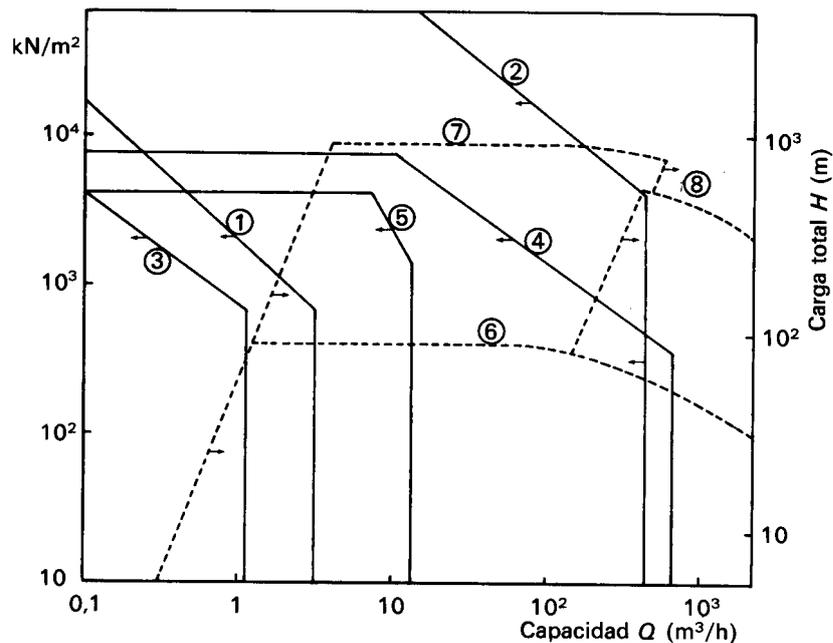


Figura 2.32. Gráfica comparativa de los diversos tipos de bombas: Bombas alternativas: 1. de émbolo; 2. de émbolo de varios cilindros; 3. de diafragma. Bombas rotatorias: 4. de ruedas dentadas; 5. de tornillo. Bombas centrífugas: 6. de aspiración sencilla; 7. de aspiración sencilla y múltiples etapas; 8. de aspiración doble y múltiples etapas.

Como se observa en la Figura 2.32, existen zonas en las que se solapan las curvas, pudiendo elegirse por tanto más de un tipo de bombas. Por ejemplo, para caudales superiores a $1 \text{ m}^3/\text{h}$ y presiones inferiores a 100 bar se pueden elegir bombas centrífugas y bombas rotatorias. En estas condiciones, la selección vendría impuesta por las propiedades particulares del fluido, como la viscosidad (si es alta, bomba rotatoria, y si es baja, bomba centrífuga), presencia de sólidos abrasivos (centrífuga, sí; rotatoria, no), propiedades lubricantes (rotatoria, sí; centrífuga, no), etc.

Prescindiendo del criterio individual para cada bomba, debe tenerse siempre en cuenta la conveniencia de que el mayor número de bombas posibles en la instalación sean de igual tipo y marca, aún cuando alguna de ellas tenga un coste inicial superior al de otro modelo más aconsejable, pues de esta forma la inversión en piezas de repuesto para el mantenimiento disminuye, amortizándose rápidamente el mayor coste inicial.

2.6 Flujo transitorio: Golpe de ariete

Hasta ahora, las situaciones que se han visto corresponden siempre con sistemas que operan en régimen estacionario, en el que las magnitudes del sistema no varían con el tiempo. Situaciones como el cálculo de la pérdida de carga de un líquido en una red de tuberías, su caudal, el diámetro óptimo de tubería, etc. son calculadas de acuerdo a la ecuación de Bernoulli, cuyas dimensiones son de J/kg ó m y supone que no hay alteración en el tiempo. Esta es la manera normal para abordar el diseño o análisis de una red de conducciones,

suponiendo que los regímenes de flujo son estacionarios. Sin embargo siempre hay situaciones donde tienen lugar los denominados flujos transitorios (es decir, en el arranque y parada de bombas de forma voluntaria o involuntaria, por fallos en el suministro eléctrico; apertura y cierre de válvulas), en los cuales se produce una variación del flujo con el tiempo, lo cual produce una perturbación en el sistema hasta que de nuevo se alcanza el equilibrio del nuevo régimen estacionario. Estas situaciones transitorias pueden producir situaciones imprevistas e indeseadas (como un aumento o disminución repentina de la presión) en el caso de los líquidos, que el ingeniero deberá tener en cuenta en su diseño con objeto de que, en esa situación indeseable, el sistema esté preparado y convenientemente protegido. El objeto de este apartado no es estudiar con detalle estos flujos, sino tener en cuenta su existencia de cara a un mejor diseño de instalaciones, y a una correcta operación de equipos en la parada de bombas y en el cierre de válvulas.

Se realizará la explicación física del fenómeno en un sistema en el que se bombea un líquido de un depósito a otro a régimen constante, y se produce una parada de la bomba. El fenómeno se ilustra en la figura 2.33. Inicialmente, la bomba cuando está operando, proporciona la altura suficiente para que el agua llegue al depósito. Cuando se para, el fluido deja de recibir impulsión, produciéndose una perturbación en forma de depresión que se va propagando hasta el depósito final. A la entrada de éste, que está a la presión atmosférica, intenta controlar dicha depresión cayendo líquido del depósito a la conducción, que ejerce una presión que se va propagando en sentido contrario en el que venía. Al llegar a la bomba, que tiene su válvula de retención, la propagación de la presión que lleva implícita el movimiento del líquido, no puede continuar, produciéndose un choque que genera una sobrepresión en la bomba. A esta sobrepresión se le denomina *golpe de ariete*. Finalmente, esta sobrepresión se propaga de nuevo hasta el depósito, neutralizándola al dejar entrar líquido al mismo. Por tanto, como se observa en la figura 2.33, el fenómeno del golpe de ariete consta de 4 periodos. Al igual que se ha analizado con el caso de la parada de una bomba, se puede realizar análogamente con el cierre de una válvula. Las sobrepresiones generadas en el golpe de ariete pueden ser muy elevadas, y pueden acarrear roturas de válvulas, de conducciones y bombas si no se toman las precauciones adecuadas en el diseño.

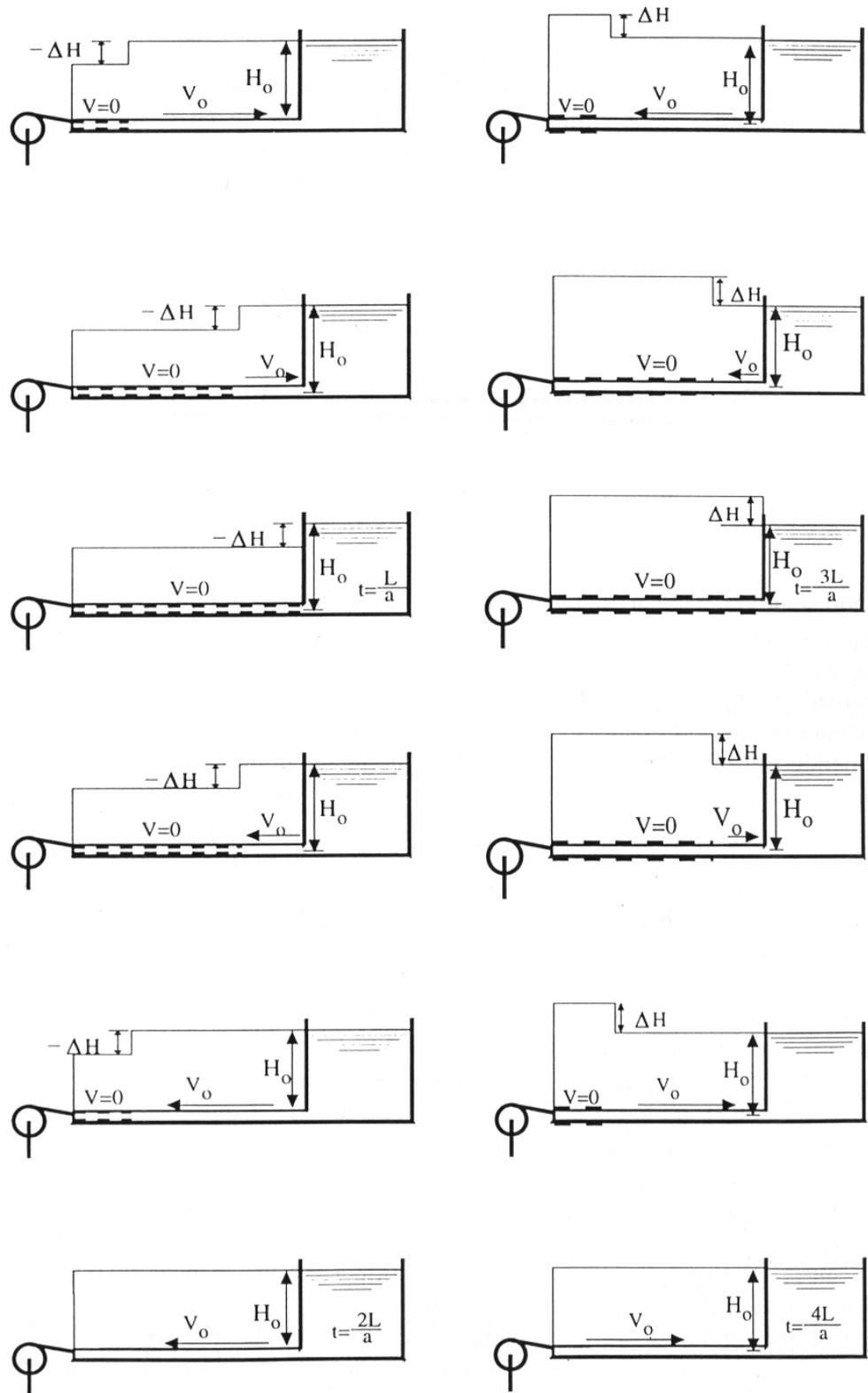


Figura 2.33. Representación del golpe de ariete a la parada de una bomba

2.6.1. Propagación de una perturbación

Como se vio en el tema anterior en la sección de flujo compresible, la velocidad de propagación de una onda sonora (ondas de presión) en el seno de un fluido (líquido o gas) que circula por una conducción, venía dado por la expresión:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (2.32)$$

introduciendo la definición de módulo elástico del fluido K, dicha expresión se convierte en:

$$K = \rho \frac{dp}{d\rho} \therefore a^2 = \frac{K}{\rho} \quad (2.33)$$

El módulo de elasticidad de los líquidos es prácticamente constante, e independiente de la presión y temperatura, por lo que la velocidad de propagación del sonido en su seno también lo es. Sin embargo, la expresión anterior, formulada por Newton en el siglo XVII en su obra *principia*, únicamente tenía en cuenta que la perturbación afecta al fluido y no a la posible elasticidad de la tubería por la que circula. Así Korteweg proporciona, en 1878, la primera expresión que proporciona la velocidad de propagación o *celeridad* de una onda de presión en un medio fluido contenido en una tubería con posibles efectos elásticos:

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + \frac{DK}{eE}} \quad (2.34)$$

donde K es el módulo elástico del fluido (Pa), D el diámetro de la tubería, e el espesor de la tubería y E el módulo de elasticidad o de Young del material de construcción del tubo. Conviene destacar que en el caso de que la ecuación 2.34 se aplicara a un fluido contenido en una conducción completamente rígida e inelástica, la expresión de la celeridad sería idéntica a la 2.33, ya que en esta conducción el módulo de Young es infinito.

Entre ambas situaciones históricas, Euler (1759) elaboró la ecuación general de propagación de las ondas:

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} \quad (2.35)$$

donde Y es una magnitud física que se propaga simultáneamente en el espacio y en el tiempo con una celeridad a.

2.6.2. Fundamentos del golpe de ariete

Consideremos una porción infinitesimal dx de una tubería de sección constante S, representada en la figura 2.34, por la que circula un líquido justo en el momento en el que se produce un transitorio hidráulico, es decir, en régimen no estacionario. En la entrada del elemento, el fluido entra con una velocidad V, una densidad ρ y una presión p, mientras que

la velocidad de salida es $V+dV$, la densidad $\rho+d\rho$ y la presión $p+dp$. Considérese también que la tubería está en posición horizontal y que entre la entrada y salida no hay desnivel. Aplicando un balance de materia a este elemento diferencial, se obtiene la ecuación de continuidad:

$$\text{Salida} - \text{Entrada} + \text{Acumulación} = 0$$

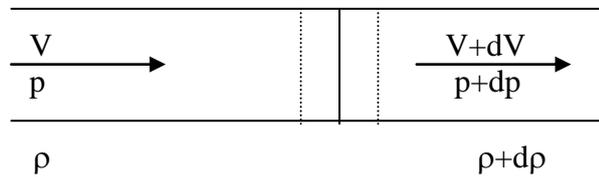


Figura 2.34. Elemento diferencial de sección constante

$$(\rho + d\rho)(V + dV)S - \rho VS + \frac{\partial}{\partial t}(\rho S dx) = 0 \tag{2.36}$$

Eliminando S y dividiendo por dx :

$$V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \therefore \frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \tag{2.37}$$

que es la ecuación de continuidad. Aplicando un balance de cantidad de movimiento, se obtiene la ecuación de movimiento:

$$\rho VS(V + dV - V) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho SV dx) = S(p - p - dp) - d(\tau S_\tau) \tag{2.38}$$

donde τ y S_τ son el esfuerzo cortante y la sección de tubería sobre la que actúa dicho esfuerzo, respectivamente. Dividiendo toda la ecuación por dx , g y ρS , que se suponen constantes en comparación con la variación de V y p :

$$\frac{V}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} = - \frac{1}{\rho g} \frac{\partial p}{\partial x} - Fr \tag{2.39}$$

donde la ecuación no tiene dimensiones y el término de rozamiento de las fuerzas viscosas se ha agrupado como Fr . Recordando por un lado el concepto de derivada substancial, y por otro que la altura piezométrica que tiene el fluido en un punto dado es la suma de las cargas potenciales y de presión ($dH_p = dz + dp/\rho g$, siendo en este caso la carga potencial nula), la ecuación de movimiento tendría la forma:

$$\frac{1}{g} \frac{DV}{Dt} + Fr + \frac{\partial H_p}{\partial x} = 0 \tag{2.40}$$

Así mismo, la ecuación de continuidad 2.37 puede ponerse también en función de la altura piezométrica. Si se considera la variación de la densidad prácticamente independiente de la posición, y se multiplica y divide la variación de la densidad con el tiempo por g y dp , teniendo

en cuenta la definición de la celeridad por la ecuación 2.32, se obtiene como ecuación *aproximada* de continuidad:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H_p}{\partial t} = 0 \quad (2.41)$$

Con la resolución de las ecuaciones diferenciales 2.40 y 2.41 quedan resueltas y determinadas las condiciones del sistema en régimen no estacionario. Sin embargo, no hay una solución analítica y la solución hay que alcanzarla por métodos numéricos. Sin embargo, puede cometerse la aproximación de despreciar el término de pérdidas viscosas frente a los otros términos, y de esta forma, las ecuaciones si tienen una solución lineal. Al despreciar el término de pérdidas, y derivar las ecuaciones 2.40 y 2.41 frente a x y t , respectivamente, y restándolas, se obtiene:

$$a^2 \frac{\partial^2 H_p}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 H_p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.42)$$

ecuación que es la ecuación general de onda de Euler. La obtención de la ecuación 2.42 pone de manifiesto que cuando se produce un estado no estacionario o transitorio en la circulación de líquidos en un sistema, se produce una perturbación en la presión que se propaga con una celeridad a . Esta ecuación demuestra matemáticamente la perturbación descrita cualitativamente en la parte general de la sección 2.6 y en la figura 2.33.

2.6.3. Incrementos de presión del Golpe de Ariete

Cuando se produce un fenómeno transitorio, se ha visto en la sección 2.6.1., que ésta se traslada con una celeridad a (ec. 2.34), que depende de las características del líquido y de la tubería en la que se encuentra. Por tanto, el tiempo que tarda en llegar el golpe de ariete depende de la celeridad y de la longitud del sistema. De los 4 ciclos de perturbación de que consta el fenómeno transitorio del golpe de ariete (figura 2.33), el tiempo que tarda en recorrer la perturbación cada ciclo será el periodo $P = L/a$, donde L es la longitud de la tubería y a es la celeridad. En el caso de parada de bombas, se produce la sobrepresión o golpe de ariete tras dos periodos (la sobre presión viaja al punto de presión controlado y vuelve con la sobrepresión), mientras que en la manipulación de válvulas, la sobrepresión es instantánea, además de existir una depresión tras dos periodos y de nuevo la sobre presión tras otros dos.

Para atenuar la intensidad del golpe de ariete, es conveniente que la maniobra de parada una bomba sea superior al tiempo crítico, que es igual al doble del periodo ($T_c = 2P = 2L/a$). Si el tiempo parada T es inferior al tiempo crítico, la sobrepresión alcanzada por el golpe de ariete viene dada por la fórmula de Allievi, obtenida por la resolución analítica de la ecuación 2.42 en las condiciones de operación y contorno adecuadas.

$$\text{Allievi} : \Delta P_{\text{ariete}} = \rho a \Delta V \quad (2.43)$$

donde ΔV es la diferencia de velocidades de líquido entre el comienzo y final del transitorio. Si por el contrario, el tiempo de parada de bomba es superior al tiempo crítico, la perturbación

recorre la longitud de la tubería y regresa cuando todavía no se ha terminado la maniobra, por lo que la sobrepresión será menor. En este caso, la sobrepresión viene determinada por la fórmula de Michaud.

$$\text{Michaud: } \Delta P_{\text{ariete}} = \frac{2\rho LV}{T} \quad (2.44)$$

Con objeto de proteger las instalaciones de el posible golpe de ariete producido por un inesperado corte de corriente eléctrica en el grupo de bombas de impulsión, se instalan tanto discos inerciales en los rodetes de las bombas (tardan mucho tiempo en parar del todo), así como también se instala cerca de las bombas un depósito o calderín con aire a presión ocluido que tiene por objeto que este gas (al ser compresible, y por tanto elástico) absorba la sobrepresión producida en el golpe y que no lo absorba la tubería.

En el caso del tiempo de manipulación de una válvula, siempre se aplica la fórmula de Allievi, ya que es materialmente imposible realizar maniobras por debajo del tiempo crítico (la sobrepresión es instantánea). Por tanto la operación de apertura y cierre de válvulas se hará siempre en tiempos largos.

3. IMPULSION DE GASES

Como se dijo anteriormente, una primera clasificación de máquinas que impulsan fluidos diferenciaba entre bombas, que impulsan líquidos, y compresores, soplantes y ventiladores que impulsan gases. Dicha clasificación no es muy rigurosa, pues, por ejemplo, las denominadas "bombas de vacío" impulsan normalmente gases, que son extraídos de un recipiente; otras veces la diferencia entre ventilador y soplante, o soplante y compresor, no está claramente establecida. Se considerarán ventiladores aquellos aparatos que proporcionan grandes caudales de gas a una presión ligeramente superior a la de aspiración (del orden de unos pocos centímetros de agua), descargando a un espacio abierto o a una tubería de gran diámetro; las *soplantes* serán las máquinas rotatorias de gran velocidad que pueden elevar la presión del gas hasta alrededor de 2 bar, y los *compresores*, los aparatos capaces de elevar la presión del gas por encima de las presiones últimamente indicadas.

Así, puede suponerse que las bombas y los ventiladores no producen variaciones apreciables de la densidad del fluido, por lo que su flujo se puede considerar incompresible, siéndole aplicable las ecuaciones estudiadas para dicho tipo de flujo. Por el contrario, en soplantes y compresores, el flujo deberá considerarse como compresible, no siendo válida la anterior simplificación de las ecuaciones.

En cualquiera de estas máquinas, deberá distinguirse siempre entre el motor primario que comunica a la máquina la potencia necesaria (motor eléctrico, de gasolina, turbina de vapor, etc.) y el órgano que realmente comunica la citada energía al fluido, que es el propiamente denominado bomba, ventilador, soplante o compresor. En este último se centrará todo el tratamiento que sigue a continuación.

3.1 Compresión de gases: potencia y rendimiento de los compresores

Esquemáticamente, un compresor alternativo (Fig. 3.1) consta de un cilindro con dos válvulas: la de *aspiración* o *admisión* del gas a baja presión (A), y la de *expulsión* o *descarga* del gas comprimido, D. Además, existe un émbolo en el cilindro que se desplaza alternativamente mediante una biela acoplada a un motor.

3.1.1. Diagrama del indicador

Se denomina *indicador* a un aparato que dibuja el diagrama p-V del ciclo real de una máquina alternativa, siendo p la presión a que está sometido el gas y V el volumen que ocupa. Cuando se aplica a un compresor de émbolo, se obtiene una curva cerrada denominada diagrama del indicador, que se representa en la Figura 3.1 superpuesto al compresor de émbolo. Las líneas notables del mismo son las siguientes:

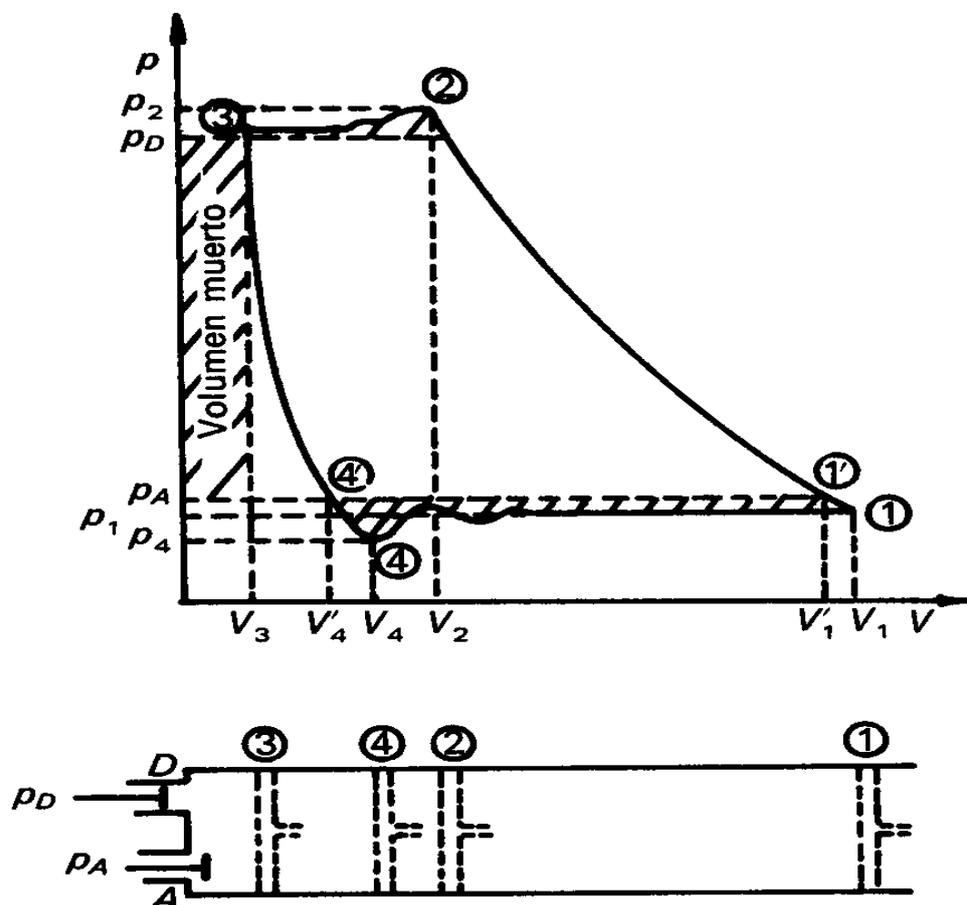


Figura 3.1. Compresor de émbolo: diagrama de su indicador

- *Línea de aspiración o admisión.* Cuando el émbolo es arrastrado por la biela hacia la derecha del cilindro, se produce en él una depresión y cuando el gas encerrado en el mismo alcanza una presión p_4 , algo inferior a la de aspiración p_A , se abre la válvula de admisión. La momentánea depresión en el punto 4, indispensable para que la válvula despegue de su asiento, suele ser del orden del 2 al 5 por 100 de la presión de admisión p_A .

Al entrar el gas en el cilindro, vibra continuamente la válvula de admisión a causa de las oscilaciones de presión del gas al calentarse en contacto con las paredes de aquél, produciéndose una ondulación de la línea de aspiración. La admisión termina en la posición 1, a una presión p_1 , algo inferior a la de aspiración, p_A , por la pérdida de carga que supone atravesar la válvula de retención.

- *Línea de compresión.* Cuando el émbolo llega a la posición 1 y empieza a retroceder, se cierra la válvula de admisión al iniciarse la compresión del gas aspirado. En su camino de retroceso el émbolo llega a una posición 2, en la que la presión del gas comprimido en el interior del cilindro, p_2 es un 2 a 5 por 100 superior a la que se pretende alcanzar, p_D , en cuyo momento se abre la válvula de descarga D y el gas sale del cilindro a la presión de descarga.

- *Línea de descarga o expulsión.* Representa la etapa de salida del gas que se produce desde el punto 2 al punto 3, final de la carrera alternativa de descarga. A pesar de que al ser débil el resorte de la válvula de descarga, ésta produce variaciones de presión en el gas del cilindro que son acusadas en el diagrama, siendo finalmente la presión en el punto 3 igual a la presión de descarga p_D . La posición 3 representa el final de la carrera del émbolo que no coincide con la base del cilindro, a causa del gas que siempre queda en éste y no puede ser expulsado. La distancia que queda encerrada entre el émbolo y las válvulas viene a representar entre 0.5 y 1 por 100 de la altura total del cilindro, dejando un volumen entre las V_3 que no puede barrido por el émbolo y que suele denominarse volumen muerto. Se denomina *volumen de embolada*, V_h , al volumen barrido por la carrera del émbolo, entre las posiciones 3 y 1, es decir, a $(V_1 - V_3)$ siendo interesante la relación:

$$\varepsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3} = \frac{V_3}{V_h} \quad (3.1)$$

cuyo valor puede ser del 6-10 por 100 para compresores horizontales hasta presiones de 10 atmósferas, 8-15 por 100 para tales compresores a presiones mayores, y superiores al 10 por 100 para compresores verticales de doble efecto.

- *Línea de reexpansión.* Al cerrarse la válvula de descarga, el gas residual a presión p_3 se expande y el émbolo retrocede hasta la posición 4 otra vez, en cuyo momento al ser $p_4 < p_A$, se abre de nuevo la válvula de admisión y comienza un nuevo ciclo.

3.1.2. Diagrama convencional del indicador y trabajo de compresión

De ignorar las pequeñas oscilaciones de presión, debidas a pérdidas por fricción en las válvulas, que se producen en los procesos de aspiración (4-1) y de descarga (2-3), el diagrama del indicador se simplificaría al denominado *diagrama convencional del indicador* representado en la Figura 3.2, cuyas cuatro líneas son: de *aspiración* (4-1), isobara a la presión de admisión p_A ; de *compresión* (1-2); de *descarga* (2-3), isobara a la presión de descarga p_D ; y de *reexpansión* (3-4).

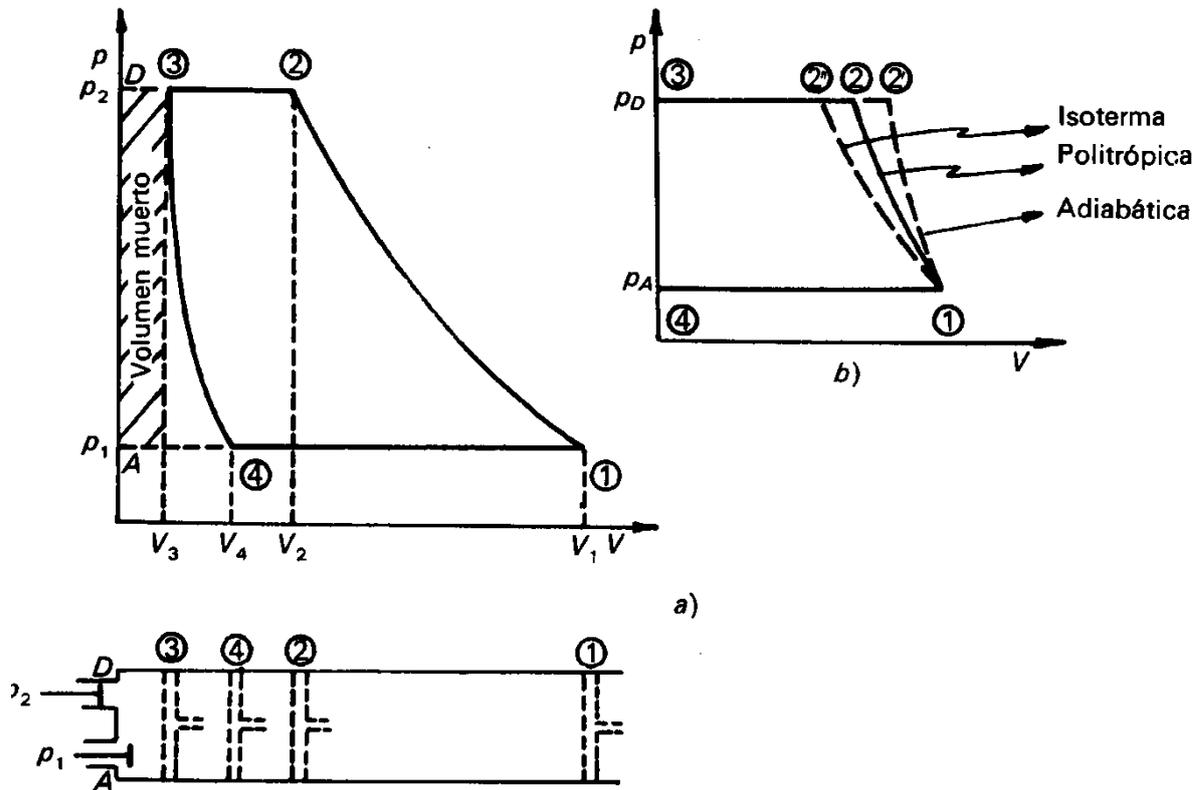


Figura 3.2. Compresor de émbolo: a) diagrama convencional de su indicador: b) diagrama p-V teórico.

Puede advertirse que aun siendo la masa residual de gas en el volumen muerto (M_R) siempre la misma, debido a las inevitables fugas, las masas de gas que se aspiran (M_A) y expulsan (M_D) en cada ciclo serán algo diferentes, $M_A > M_D$, y de tal diferencia dependerá el rendimiento volumétrico del compresor.

Para cada elemento diferencial de volumen barrido por un desplazamiento diferencial del émbolo dV , el trabajo ejercido por éste sobre el gas será:

$$dW \text{ (en J)} = - F dx = -(F/S)(S dx) = -pdV \tag{3.2}$$

siendo F la fuerza normal ejercida por el émbolo de sección S (m^2).

Por consiguiente, integrando la ecuación (3.2) para todo el ciclo correspondiente al diagrama convencional del indicador, se tendrá el denominado *trabajo indicado por ciclo*:

$$W_{c_i} \text{ (en Julios)} = - \oint pdV \tag{3.3}$$

siendo V el volumen recorrido por el émbolo, y el trabajo queda representado por el área 1-2-3-4 del diagrama convencional de la Figura 3.2.a).

La integración por partes de la integral del segundo miembro de la expresión (3.3) conduce a una forma más sencilla de evaluar el trabajo del ciclo, al haber dos etapas isobaras:

$$W_{c_i} \text{ (en Julios)} = -\oint d(pV) + \oint Vdp = 0 + \left[\int_{p_1}^{p_2} Vdp - \int_{p_4}^{p_3} Vdp \right] \quad (3.4)$$

estando representadas las dos integrales finales por las áreas A-1-2-D y A-4-3-D, respectivamente, del citado diagrama convencional de la Figura 3.2.a), cuya diferencia es la aludida área 1-2-3-4 representativa de W_{c_i} .

Tanto la masa de gas M_1 encerrada en el cilindro en la posición 1, como la masa de gas residual M_R , permanecen constantes durante la compresión 1-2 y durante la reexpansión 3-4, respectivamente, debido a que las válvulas permanecen cerradas durante esas etapas. Así, los volúmenes V de las últimas integrales de la expresión (3.4) podrán expresarse en función de las masas y el volumen específico:

$$W_{c_i} \text{ (en Julios)} = M_1 \int_{p_1}^{p_2} vdp - M_R \int_{p_4}^{p_3} vdp \quad (3.5)$$

expresión que teniendo en cuenta la relación:

$$M_D = M_1 - M_R$$

se convierte en la siguiente:

$$W_{c_i} \text{ (en J)} = M_D \int_{p_1}^{p_2} vdp + M_R \int_{p_1}^{p_2} vdp - M_R \int_{p_4}^{p_3} vdp = M_D \int_{p_1}^{p_2} vdp + M_R \oint vdp \quad (3.6)$$

O sea, que el trabajo gastado por el émbolo sobre el gas en cada ciclo consta de dos sumandos, el primero representativo del trabajo teórico de compresión sobre la masa de gas M_D suministrado durante el mismo y el segundo representativo del trabajo inútil de compresión y descompresión desarrollado sobre la masa residual de gas, M_R , acumulada en el volumen muerto.

El trabajo indicado por unidad de masa de gas suministrado será pues:

$$\hat{W}_i \text{ (en J/kg)} = \frac{W_{c_i}}{M_D} = \int_{p_1}^{p_2} vdp + \frac{M_R}{M_D} \oint vdp \quad (3.7)$$

que es el trabajo específico que supone comprimir la masa descargada, incluyendo el trabajo inútil correspondiente al volumen muerto, siguiendo el diagrama convencional de indicador.

Suponiendo un caso teórico que cumplierse las siguientes condiciones:

- Volumen muerto nulo, $V_3 = 0$.
- Funcionamiento ideal de las válvulas (sin inercia, bajo diferencia de presión nula, sin pérdida de carga).
- Llenado de gas del cilindro a la temperatura de admisión T_A .
- Sin rozamiento mecánico.

- En la aspiración 4-1 y en la expulsión 2-3 se mantienen las presiones p_A y p_D , respectivamente.
- Comportamiento ideal del gas.

el diagrama del correspondiente ciclo constituiría el diagrama teórico, Figura 3.2.b), representando el área limitada por sus cuatro curvas características 4-1-2-3, el trabajo teórico ejercido sobre el gas, es decir, teniendo en cuenta la ecuación (3.7) y las circunstancias indicadas:

$$\hat{W}(\text{en J/kg}) = \int_{p_A}^{p_D} v dp \quad (3.8)$$

De acuerdo con la figura 3.2.b, donde se indica la forma de la curva en función de cómo sea la compresión del gas, la curva representativa de la **compresión adiabática** 1-2' es la de mayor pendiente, y la curva de la compresión isoterma 1-2'' la de menor pendiente. Por consiguiente, lo ideal sería conseguir una **compresión isoterma**, ya que en tal caso el trabajo necesario sería menor (área 1-2''-3-4 < área 1-2'-3-4). Ahora bien, en la práctica, resultará muy difícil conseguir una compresión isoterma, ya que para ello el desplazamiento del émbolo habría de ser muy lento, a fin de permitir la eliminación del calor producido para mantener la temperatura constante, requiriéndose un tamaño de cilindro o un tiempo de compresión inadmisibles en la práctica, dado que el tiempo que dura la compresión (1-2) es demasiado corto para que pueda tener lugar un intercambio sensible de calor entre el gas y las paredes del cilindro. Por tanto, la compresión puede considerarse casi adiabática en la práctica, al igual que la reexpansión en caso de que se considere volumen muerto. Así suponiendo que el proceso es adiabático en la práctica, las paredes del cilindro se van calentando con el funcionamiento del compresor, por lo que puede comprenderse comprende que el intercambio de calor entre el gas y dichas paredes tanto en la admisión como en la expulsión determinan que siempre: $T_1 > T_A$ y $T_D < T_2$.

En ocasiones, se refrigera el cilindro para minimizar este hecho, consiguiendo una compresión politrópica, con lo que se elimina continuamente una parte del calor producido. La refrigeración se consigue mediante agua que circula por la superficie externa del cilindro encamisado.

De cualquier forma, es conveniente conocer el valor del gasto energético que suponen los tipos extremos de compresión, isoterma o adiabática.

Trabajo Isoterma

En el caso teórico de la *compresión isoterma* (curva 1-2'') y en condiciones de presión y temperatura alejadas de las críticas (comportamiento ideal $Z \approx 1$), dado que el producto $p \cdot v = \text{cte}$, el trabajo gastado en la misma por cada kg de gas (W_T), sería:

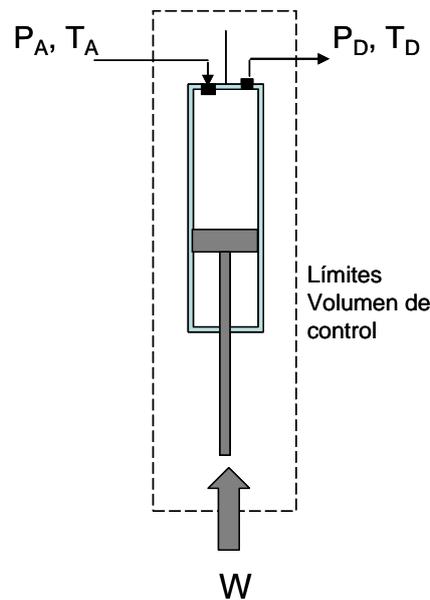
$$\hat{W}_T(\text{en J/kg}) = \frac{RT}{M} \ln \frac{p_D}{p_A} \quad (3.9)$$

Trabajo Adiabático Reversible (isoentrópico) e irreversible

Si la compresión fuera *reversible y adiabática (isoentrópica)* (curva 1-2'), el comportamiento ideal ($Z \approx 1$) y $p \cdot v^\gamma = \text{cte}$, el trabajo gastado por cada kilogramo de gas, sería:

$$\hat{W}_s \text{ (en J/kg)} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_A v_A \left[\left(\frac{p_D}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_A}{M} \left[\left(\frac{p_D}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.10)$$

El trabajo de compresión obtenido en la expresión general (3.8) es el mismo que se obtiene cuando se aplica la ecuación de Bernoulli a fluidos reales (ec. 4.19 del tema 1) a un volumen de control que incluye únicamente el compresor que opera adiabáticamente reversible, despreciando los términos de energía cinética y potencial, de acuerdo a la figura 3.3:



$$\frac{V_D^2}{2} - \frac{V_A^2}{2} + g(z_D - z_A) + \int_A^D v dp + \Sigma F = \hat{W} \quad (3.11)$$

En el caso de que se aplique un *balance de energía total* al volumen de control anterior, se obtendría la misma expresión tanto si el proceso es adiabáticamente reversible o irreversible:

$$h_D - h_A + \frac{V_D^2}{2} - \frac{V_A^2}{2} + g(z_D - z_A) = \hat{W} + \hat{Q} \quad (3.12)$$

En el caso de que el trabajo sea adiabáticamente reversible, el trabajo isoentrópico es igual a la diferencia de entalpías de las corrientes de entrada y salida, que además es igual al resultado indicado en la ecuación 3.10. Sin embargo, si el proceso es adiabáticamente irreversible, el trabajo de compresión únicamente es igual a la diferencia de entalpías de entrada y salida:

$$W_{ad} \text{ (en J/kg)} = h_D - h_A \approx c_p(T_D - T_A) \quad (3.13)$$

siendo h_D y h_A las entalpías específicas (J/kg) del gas en las secciones de descarga y admisión. Como el trabajo adiabáticamente irreversible es mayor que el reversible, la entalpía de la corriente de salida será necesariamente mayor en el proceso irreversible que en el reversible. Si el gas tiene un comportamiento próximo al ideal con $Z \approx 1$, la variación de entalpía depende únicamente de la variación de temperatura y el calor específico medio c_p , como se indica en la ecuación (3.13).

Cabe recordar que para que la expresión $p \cdot v^\gamma = \text{cte}$ (y la ecuación 3.10) sea válida en un proceso isoentrópico, es preciso que el coeficiente adiabático γ sea constante a lo largo de la compresión (o expansión). Sin embargo, si la relación de compresión es elevada, se producirá un aumento importante de la temperatura del gas, que producirá que γ no sea constante. En este caso, el cálculo del trabajo de compresión mediante la ecuación (3.13) puede realizarse a partir de los datos tabulados de distintos gases o vapores sobrecalentados, existentes en los libros de termodinámica. En el caso de gases ideales, la relación p_D/p_A es directamente proporcional con la relación de las presiones relativas en procesos isoentrópicos, pudiéndose interpolar los valores de la entalpía. En el caso de vapores sobrecalentados, se obtienen las entalpías considerando que durante la compresión $s = \text{cte}$. Además, pueden también obtenerse las entalpías a partir de diagramas T-s construidos a partir de las mencionadas tablas, en las cuales están representadas líneas isoentálpicas.

Trabajo politrópico

Si la compresión fuera *politrópica y comportamiento ideal*, según la curva 1-2, al estar representadas dichas transformaciones por la ecuación:

$$pv^n = p_A v_A^n = p_D v_D^n = \text{cte}$$

con un exponente n distinto y comprendido entre 1 y γ (pues en tales casos la transformación sería, respectivamente isoterma o isoentrópica) se tendría, paralelamente a la ecuación (3.10), que el trabajo gastado por cada kilogramo de gas sería:

$$W_n = \frac{n}{n-1} p_A v_A \left[\left(\frac{p_D}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \frac{RT_A}{M} \left[\left(\frac{p_D}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{J/kg}) \quad (3.14)$$

Cuando $n < \gamma$, el trabajo siempre inferior al de compresión adiabática y tanto menor cuanto más pequeño sea el exponente n , llegando al valor representado por la ecuación (3.9), si $n = 1$.

Efecto de la temperatura de admisión

Nótese que el trabajo gastado por kilogramo de gas, ecuaciones (3.9), (3.10) o (3.14) aumenta con la temperatura a la que se inicia la compresión, por lo que el hecho de que durante la aspiración el gas se caliente a medida que entra, por contacto con las paredes calientes del cilindro del compresor, es claramente desfavorable. Por ejemplo, si un compresor admitiese aire a 20°C y en la posición 1 del diagrama p-V de la Figura 3.2, el gas se encontrase a 45°C, según las ecuaciones citadas el trabajo gastado sería:

$$\frac{W_{45}}{W_{20}} = \frac{273 + 45}{273 + 20} \quad \therefore \quad \frac{W_{45} - W_{20}}{W_{20}} = \frac{45 - 20}{273 + 20} = 0.085 \quad (3.15)$$

es decir, 8.5 por 100 superior al que se requeriría si no se produjese dicho calentamiento. Este efecto acabado de indicar sería considerable si no fuera por la refrigeración que mantiene las paredes del cilindro a una temperatura moderada, evitándose así también que el aceite de engrase se caliente a temperatura suficiente para su descomposición con el consiguiente riesgo de mezclas explosivas e incrustaciones en las citadas paredes.

La refrigeración está más justificada por el efecto indicado que por la posibilidad de conseguir una compresión politrópica, con el menor exponente posible n . Así, la ecuación (3.14) con un exponente $n = 1.30$ conduce a un trabajo W_n solamente 2.7 por 100 inferior al que se calcula con la ecuación (3.10), para la compresión adiabática con $n = \gamma = c_p/c_v = 1.4$, para una razón de compresión $p_D/p_A = 5$.

A modo de resumen, se exponen los distintos trabajos específicos enumerados:

- **Trabajo Isotermo:** W_T . Supone que no hay volumen muerto y que la compresión es isoterma (ec. 3.9). Este proceso se toma como referencia, ya que es imposible de darse en la práctica.
- **Trabajo isoentrópico:** W_S . Supone que no hay volumen muerto y que la compresión es adiabáticamente reversible o isoentrópica (ec. 3.10). Este trabajo suele tomarse como el de comportamiento ideal, ya que se asume que el trabajo isotermo es totalmente alejado de lo real mientras que el adiabático reversible es más próximo.
- **Trabajo adiabático irreversible:** $W_{ad.ir}$. También supone que no hay volumen muerto y que el gas cumple las condiciones de gas ideal, aunque en este caso considera irreversibilidades en el proceso de compresión adiabática (ec. 3.13). Así, $W_{ad.i}$ será siempre superior a W_S , estando relacionados por el rendimiento isoentrópico.
- **Trabajo politrópico:** W_n . Supone que no hay volumen muerto y que la compresión es politrópica, es decir con refrigeración, resultando un intermedio (ec 3.14).
- **Trabajo indicado:** W_i , calculado a partir del área encerrada en el ciclo del diagrama real de indicador (figura 3.1), que es trabajo real que cuesta la compresión respecto a lo que necesita el gas, teniendo en cuenta la influencia del volumen muerto y todas las irreversibilidades que sufre el gas en el interior del compresor.
- **Trabajo total o de accionamiento.** W_a . Este no ha sido definido, aunque es aquel trabajo que considera, además de las irreversibilidades incluidas en el diagrama indicado, las pérdidas por fricción en el émbolo y biela, así como en el motor impulsor. Por tanto, seguirá el diagrama de indicador real más las pérdidas mecánicas mencionadas.

3.1.3. Potencia y rendimiento

Definidos los trabajos por unidad de masa, sus respectivos productos por el caudal másico "m" de gas a comprimir (kg/s) representan las llamadas potencia isoterma P_T , potencia isoentrópica P_S , potencia politrópica P_n , potencia indicada o real P_i (según el diagrama indicado) y potencia total o de accionamiento P_a .

Los trabajos y potencias isotermos e isoentrópicos son fácilmente calculables por aplicación directa de sus fórmulas. Los trabajos reales de compresión de un fluido, que siempre

presentan irreversibilidades y son adiabáticos o politrópicos, se calculan a partir del *rendimiento isoentrópico*, ya que se encuentran tabulados los valores de estos rendimientos en función del tipo de compresor y de la relación de compresión.

$$\eta_s = \frac{\text{Potencia isoentrópica que recibe el gas}}{\text{Potencia real que recibe el gas } P_{\text{real}}}, \text{ el cual siempre será inferior a la unidad (3.16)}$$

Por último, también se proporciona el rendimiento mecánico de accionamiento real que es el que relaciona el trabajo indicado respecto a la energía total consumida, es decir, aquel que considera únicamente las pérdidas mecánicas antes de que las partes móviles toquen al fluido (fricción pistón cilindro, en prensaestopas y motor de accionamiento).

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{P_{\text{real}}}{P_a} \quad (3.17)$$

La forma normal de proceder en la estimación del trabajo consumido por un compresor suele ser: primero se calcula el trabajo isoentrópico y mediante el rendimiento isoentrópico, el trabajo real de compresión (energía que capta el fluido). Luego se le aplica el rendimiento de accionamiento, con lo que se obtiene la potencia total que consume el compresor.

$$P_a = \frac{P_s}{\eta_s \eta_{\text{mec}}} \quad (3.18)$$

Mediante el rendimiento isoentrópico, es posible determinar la temperatura de salida del gas comprimido tanto en el proceso isoentrópico como real.

3.1.4. Rendimiento volumétrico

La capacidad de los compresores para suministrar un caudal determinado de gas comprimido a una cierta presión, constituye una característica fundamental de los mismos. Debido a que por diversas circunstancias la masa de gas expulsada en cada embolada (M_D) es siempre inferior a la presumible teniendo en cuenta el volumen de la misma (V_h) y la densidad del gas en el punto de aspiración (ρ_a), se ha definido el *rendimiento volumétrico efectivo* o *simplemente rendimiento volumétrico*:

$$\lambda = \frac{M_D}{V_h \rho_a} \quad (3.21)$$

Si N fuera el número de revoluciones por segundo del eje de la máquina, se tendría:

$$m = N \lambda V_h \rho_a \quad (3.22)$$

expresión del caudal de gas comprimido que suministraría un compresor de un cilindro y simple efecto. Si el cilindro fuera de doble efecto, la anterior expresión debería multiplicarse por 2, ya que en tal caso al trabajar el émbolo por las dos caras, por cada vuelta del eje se producirían dos aspiraciones y dos expulsiones.

Así, el significado del rendimiento volumétrico λ , tal como está definido en la ecuación 3.21, es la relación entre la masa descargada respecto a la que debería descargar si no hubiera volumen muerto. Para ello, es necesario conocer con exactitud el diagrama de indicador real (fig. 3.1), que como ya se ha comentado, tiene en cuenta todos los procesos reales, y normalmente no se dispone de él. Así, se define, sobre el diagrama convencional del indicador (Fig. 3.2) el denominado *rendimiento volumétrico indicado*:

$$\lambda_i = \frac{V_a}{V_h} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (3.23)$$

representando V_a , como puede apreciarse en la citada Figura 3.2, la diferencia entre los volúmenes V_1 y V_4 que corresponden a los puntos de intersección de las curvas de compresión 1-2 y reexpansión 3-4 del diagrama del indicador con la horizontal. El rendimiento volumétrico indicado disminuye apreciablemente al aumentar la razón de compresión p_D/p_A y el volumen muerto.

Sobre diagrama convencional del indicador, puede calcularse λ_i midiendo la diferencia de volúmenes V_a sobre el mismo. Cuando deba calcularse a priori, en la bibliografía, suponiendo la curva de reexpansión ajustable a una adiabática o politrópica de exponente n y estableciendo la relación entre las dos diferencias de volúmenes $V_a = V_4 - V_1$ y $V_h = V_1 - V_3$, se llega a la expresión, recordando que $\varepsilon = V_3/V_h$:

$$\lambda_i = \frac{V_1 - V_4}{V_h} = \frac{V_h(1 + \varepsilon) - V_3 r^{1/n}}{V_h} = \frac{V_h(1 + \varepsilon) - \varepsilon V_h r^{1/n}}{V_h} = 1 - \varepsilon(r^{1/n} - 1) \quad (3.24)$$

siendo "r" la relación de compresión p_D/p_A .

Para calcular el rendimiento volumétrico real sobre el indicado (es decir, pasar del diagrama convencional al real de indicador) hay que tener en cuenta las relaciones aproximadas entre las masas, volúmenes y densidades que corresponden al gas en las distintas posiciones, se llega a la relación entre los dos rendimientos volumétricos:

$$\lambda = \lambda_i \frac{T_A}{T_i} \frac{M_D}{M_A} \quad (3.25)$$

siendo las dos razones del segundo miembro inferiores a la unidad, la primera por el efecto de calentamiento durante la aspiración y la segunda por el efecto de las fugas. En la práctica, el producto de ambas razones constituye un factor correctivo experimental ζ inferior a la unidad denominado *factor de caldeo*. Es decir, de la expresión (3.25) se deduce:

$$\lambda = \lambda_i \zeta \quad (3.26)$$

Para gases diatómicos pueden utilizarse los valores del factor ζ basados en los experimentos de Kollman, reproducidos en la bibliografía en forma de curvas de ζ frente a la relación de compresión p_D/p_A (1, 2); esta dependencia es prácticamente lineal:

$$\zeta = 1.025 - 0.025 \frac{P_D}{P_A} \quad (3.27)$$

Así pues, mediante el cálculo λ_i con la ecuación (3.24), y una estimación de ζ basada en datos bibliográficos (ecuación 3.27) puede llegarse a la determinación del rendimiento volumétrico efectivo λ .

Conociendo el rendimiento volumétrico, se puede relacionar con la ecuación 3.21 con las restantes variables. La potencia específica de compresión vendrá dado aproximadamente por

$$W(\text{J/embolada}) = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left[r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \quad (3.29)$$

$$\frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} p_1 \lambda V_h \left[r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Si la compresión es adiabática, el exponente n será próximo a γ . A esta potencia por embolada, tras multiplicarse por la frecuencia, es la potencia resultante que tiene en cuenta la presencia del volumen muerto.

3.1.5. Compresión escalonada

Cuando se desea una compresión muy elevada, $p_D/p_A > 3$ a 5, el trabajo gastado y la temperatura final de compresión pueden resultar excesivos, aunque se refrigere el cilindro. En este caso, se suele recurrir a la llamada compresión escalonada con refrigeración intermedia, que consiste en llevar a cabo la compresión total mediante varios compresores en serie, por etapas. De este modo, la relación de compresión en cada cilindro de los mismos es bastante menor que la global deseada, lo que se traduce en las siguientes ventajas:

- Como puede advertirse mediante las ecuaciones (3.24), (3.26) y (3.27), mejora el rendimiento volumétrico.
- Las temperaturas de compresión excesivas pueden perjudicar el mecanismo del compresor o descomponer el aceite lubricante.
- Al repartir el salto de presión total entre varios cilindros, disminuye el empuje que deben soportar los émbolos.
- Para determinados valores de la razón global de compresión, el compresor de varias etapas consume menos energía que el de una sola etapa.

Consideremos, por ejemplo, un compresor de cuatro etapas (Figura 3.4) al que corresponda el diagrama convencional del indicador representado en la Figura 3.5, donde se cumplen además las siguientes suposiciones:

- Compresores sin volúmenes muertos.
- Las válvulas y refrigerantes intermedios funcionan sin pérdida de carga alguna, y pueden despreciarse todos los rozamientos mecánicos.
- Las refrigeraciones intermedias enfrían el gas comprimido en el cilindro precedente siempre hasta la misma temperatura, coincidente con la de admisión inicial T_{A_1} .

- Pueden suponerse constantes las presiones durante los pasos de admisión y expulsión en todos los cilindros.
- Las compresiones gaseosas pueden suponerse adiabáticas con exponente γ , con comportamiento ideal del gas durante las mismas.

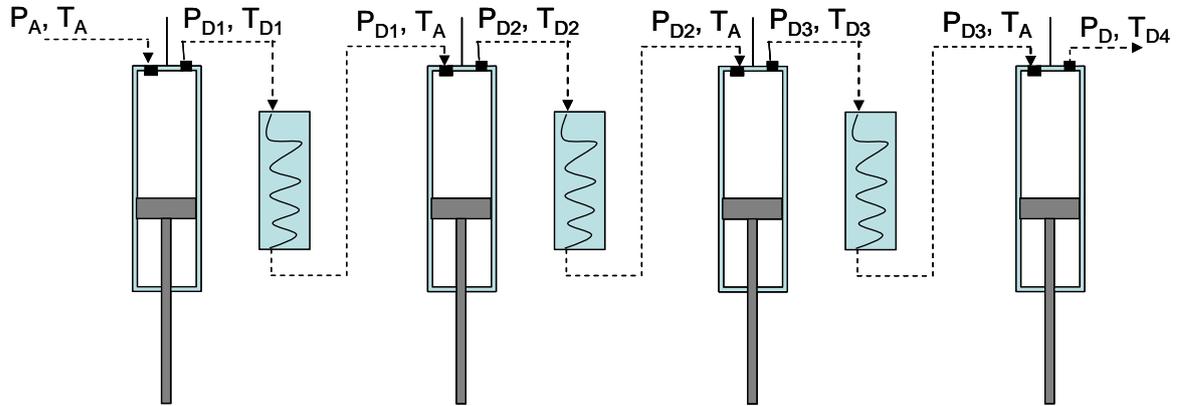


Figura 3.3. Esquema de una compresión escalonada de 4 etapas.

- Su primer cilindro aspira el gas a una presión p_{A_1} y a una temperatura T_{A_1} y tras una compresión rápida y prácticamente adiabática, lo expulsa a la presión p_{D_1} y temperatura T_{D_1} , con una relación de compresión:

$$r_1 = \frac{p_{D_1}}{p_{A_1}} \quad (3.30)$$

- El gas expulsado del primer cilindro pasa por un primer refrigerante, donde se desearía enfriarlo a la primitiva temperatura de aspiración T_{A_1} , sin rebajar la presión de descarga p_{D_1} .
- En el segundo cilindro el gas experimenta una nueva rápida compresión también prácticamente adiabática, que le lleva a las condiciones de descarga p_{D_2} y T_{D_2} con una relación de compresión:

$$r_2 = \frac{p_{D_2}}{p_{D_1}} \quad (3.31)$$

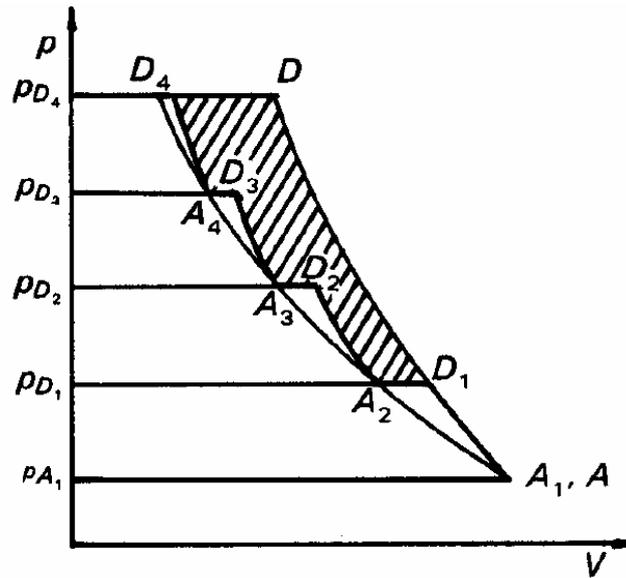


Figura 3.5. Compresión escalonada.

- El gas pasa inmediatamente por el segundo refrigerante adquiriendo a la entrada del tercer cilindro la temperatura de entrada inicial T_A :
- En el tercer cilindro, la nueva compresión del gas conduce a las condiciones de descarga p_{D_3} , y T_D , con una relación de compresión:

$$r_3 = \frac{p_{D_3}}{p_{D_2}} \quad (3.32)$$

- En el tercer refrigerante, semejante en todo a los dos primeros, se enfría el gas a p_{D_3} a la misma temperatura de admisión T_A
- Por último, en el cuarto cilindro, la compresión final conduce a las condiciones de descarga p_{D_4} , y T_{D_4} con una relación de compresión:

$$r_4 = \frac{p_{D_4}}{p_{D_3}} \quad (3.33)$$

- La relación entre la presión final de compresión p_{D_4} y la inicial de aspiración p_{A_1} , se denomina relación de compresión global r_t siendo su valor, como se deduce de las relaciones (3.30) a (3.33):

$$r_t = \frac{p_{D_4}}{p_{A_1}} = r_1 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot r_4 \quad (3.34)$$

Generalizando esta expresión para un número cualquiera s de etapas o cilindros de compresión, se tendrá:

$$r_t = \frac{P_{D_s}}{P_{A_1}} = r_1 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot \dots \cdot r_{s-1} \cdot r_s \quad (3.35)$$

Puede apreciarse en el diagrama convencional del indicador de la Figura 3.5 que la suma los trabajos gastados en cada etapa es inferior a la que se hubiera obtenido de haberse desarrollado la compresión indicada en un solo cilindro: el gas habría seguido en su compresión la curva AD prácticamente adiabática, se pone claramente de manifiesto el ahorro de trabajo alcanzado, representado por el área rayada oblicuamente. Se advertirá también que los sucesivos cilindros del compresor serán cada vez de menor tamaño al tener que manejar volúmenes gaseosos progresivamente más reducidos.

El trabajo teórico que se gastaría en esta compresión escalonada, para un número indefinido de s cilindros, será:

$$W_{n_{total}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{RT_{A_1}}{M} \left[\left(\frac{P_{D_1}}{P_{A_1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \left(\frac{P_{D_2}}{P_{D_1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \left(\frac{P_{D_3}}{P_{D_2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \dots + \left(\frac{P_{D_s}}{P_{D_{s-1}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - s \right] \quad (3.36)$$

Los valores que convendría dar a las presiones intermedias para que este trabajo fuera mínimo, estarían supeditadas a las condiciones matemáticas:

$$\frac{\partial W_{total}}{\partial P_{D_1}} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial W_{total}}{\partial P_{D_2}} = 0 \quad \dots \quad \frac{\partial W_{total}}{\partial P_{D_s}} = 0 \quad (3.37)$$

Así, para la primera presión intermedia P_{D_1} , se tendrá:

$$\frac{\partial W_{n_{total}}}{\partial P_{D_1}} = \frac{RT_{A_1}}{M} \left[P_{A_1}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} P_{D_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} - P_{D_2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} P_{D_1}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} \right] = 0$$

$$P_{D_1}^2 = P_{A_1} P_{D_2} \quad \therefore \quad \frac{P_{D_1}}{P_{A_1}} = \frac{P_{D_2}}{P_{D_1}} \quad (3.38)$$

y paralelamente para las restantes presiones intermedias:

$$\frac{P_{D_2}}{P_{D_1}} = \frac{P_{D_3}}{P_{D_2}} \quad ; \quad \frac{P_{D_3}}{P_{D_2}} = \frac{P_{D_4}}{P_{D_3}} \quad ; \quad \dots \quad ; \quad \frac{P_{D_{s-1}}}{P_{D_{s-2}}} = \frac{P_{D_s}}{P_{D_{s-1}}} \quad (3.39)$$

Por tanto, de las expresiones (3.35)

$$\frac{P_{D_1}}{P_{A_1}} = \frac{P_{D_2}}{P_{D_1}} = \frac{P_{D_3}}{P_{D_2}} = \frac{P_{D_4}}{P_{D_3}} = \dots = \frac{P_{D_s}}{P_{D_{s-1}}} \quad (3.40)$$

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = \dots = r_s = r$$

es decir, que en el caso teórico que se considera, para que el trabajo global de compresión sea mínimo, las relaciones de compresión en todos los cilindros deben ser iguales. De la igualdad múltiple (3.40) se deduce:

$$\frac{p_{D_1}}{p_{A_1}} \cdot \frac{p_{D_2}}{p_{D_1}} \cdot \frac{p_{D_3}}{p_{D_2}} \cdot \frac{p_{D_4}}{p_{D_3}} \cdot \dots \cdot \frac{p_{D_s}}{p_{D_{s-1}}} = r^s \quad \therefore \quad \frac{p_{D_s}}{p_{A_1}} = r_t = r^s$$

$$r = r_t^{1/s} = \left(\frac{p_{D_s}}{p_{A_1}} \right)^{1/s} \tag{3.41}$$

En definitiva, será un balance económico el que indique el número de cilindros o etapas aconsejable en una compresión escalonada. Cuanto mayor sea el número de cilindros mayor será la complejidad mecánica y la inversión de capital; por otra parte, con el número de cilindros aumenta el ahorro de energía, disminuyen las tensiones mecánicas en sus partes fijas y móviles y resulta más fácil la lubricación al disminuir las temperaturas de trabajo. No es raro encontrar compresores hasta de nueve cilindros para compresiones muy elevadas.

En el caso de considerar que los procesos no son totalmente ideales, es decir, que el compresor de cada etapa tiene cierto volumen muerto y que en los enfriadores es imposible recuperar totalmente la temperatura inicial T_A y hay cierta pérdida de presión, el diagrama convencional del indicador que corresponde vendría representado en la Figura 3.6.

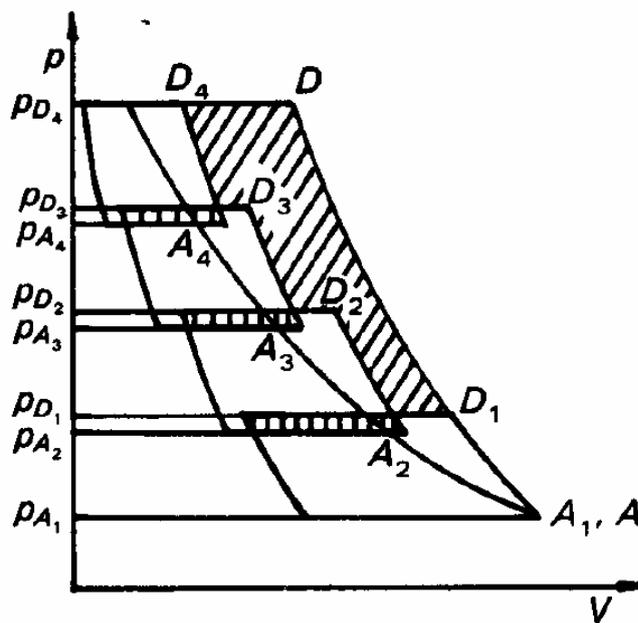


Figura 3.6. Compresión escalonada.

Puede apreciarse en el diagrama convencional del indicador de la Figura 3.6, una superposición parcial de los diagramas individuales correspondientes a los cuatro cilindros, o lo que es igual, que los trabajos gastados en los mismos se solapan (zonas rayadas verticalmente). No obstante, como de haberse desarrollado la compresión indicada en un solo cilindro, el gas habría seguido en su compresión la curva AD prácticamente adiabática, se pone

claramente de manifiesto el ahorro de trabajo alcanzado, representado por el área rayada oblicuamente, menos las de los solapamientos de los trabajos parciales a las que se acaba de acudir. Se advertirá también que los sucesivos cilindros del compresor serán cada vez de menor tamaño al tener que manejar volúmenes gaseosos progresivamente más reducidos.

3.2 Equipos para la impulsión de gases: ventiladores, soplantes y compresores.

La diferencia fundamental entre la impulsión de un líquido y un gas reside en la posibilidad de reducir volumen de éste último por compresión, a costa naturalmente de aumentar su densidad, fenómeno que no ocurre en la impulsión de líquidos.

Sin embargo, los principios esenciales del equipo de bombeo de líquidos son los mismos que los del equipo de impulsión de gases, aunque los detalles de construcción de los respectivos aparatos puedan ser muy diferentes. En el intervalo normal de presiones utilizadas para dicha impulsión, al ser la densidad del gas considerablemente menor que la del líquido, se pueden utilizar velocidades de operación mucho mayores, así como válvulas más ligeras en las líneas de aspiración y descarga. Por otra parte, dada la menor viscosidad del gas, existirá una mayor tendencia a la producción de fugas, por lo que será necesario un ajuste más preciso entre las partes fijas y móviles.

Como ya se ha indicado anteriormente, los aparatos destinados a la impulsión de gases suelen clasificarse en tres grupos, según sea el valor de la presión de descarga:

Ventiladores: presiones de 12 a 150 cm de agua.

Soplantes: presiones inferiores a 2 · bar.

Compresores: presiones superiores a 2 · bar.

Como ya se comentó, esta clasificación no es muy rigurosa, pudiendo hablarse indistintamente de ventiladores o soplantes cuando el aparato de impulsión produce una presión intermedia próxima a los dos intervalos citados. Igual podría decirse respecto a los soplantes y compresores.

A continuación, como se hizo anteriormente con los aparatos de impulsión de líquidos, se pasará breve revista a los distintos tipos de ventiladores, soplantes y compresores, terminando con unas ideas sobre los criterios a seguir para su selección.

3.2.1. Ventiladores

Se utilizan para impulsar grandes caudales de gas a bajas presiones, sin que apenas se produzca variación en su densidad; de hecho, no comprimen prácticamente el gas, sino que se limitan a hacerlo circular. Los ventiladores se utilizan frecuentemente en las torres de humidificación y enfriamiento de agua, para la impulsión del aire, en equipos de ventilación y acondicionamiento de aire, instalaciones de secado, eliminación de humos, etc.

Se suelen clasificar según la dirección del flujo en axiales y centrífugos.

Los *ventiladores axiales* constan de uno o más discos dotados de aspas o álabes que giran sobre un eje paralelo a la dirección de flujo del gas, como indica la Figura 3.4. Los álabes pueden ser rectos o curvos, y el diámetro del rotor puede ser hasta de varios metros.

Los *ventiladores centrífugos* son similares en su funcionamiento a las bombas centrífugas estudiadas en el apartado 4.2. El rotor giratorio, cuyo diseño puede diferir apreciablemente del rodete de las bombas centrífugas, puede ser de álabes rectos, curvados en la dirección de giro o curvados en la dirección contraria, como se indica en la Figura 3.5.



Figura 3.4. Ventilador axial.



Figura 3.5. Ventiladores centrífugos: y un rodete con álabes curvados en la dirección de giro

Los rotores de álabes rectos son de un diámetro relativamente grande, con un número reducido de álabes radiales (de 5 a 12) que giran a baja velocidad. Se utilizan frecuentemente para impulsar gases que pueden contener sólidos en suspensión. Los rotores de álabes curvados en la dirección de giro suelen ser de menor diámetro, dotados de 20 a 64 álabes, y giran a mayor velocidad que los anteriores. Por último, los rotores de álabes curvados en la dirección contraria al giro, con un número de álabes variables entre 10 y 50, son los que encuentran más aplicaciones.

La teoría del funcionamiento de un ventilador centrífugo es prácticamente la misma que la de las bombas centrífugas. En este caso, la presión de descarga procede de la fuerza centrífuga debida a la rotación de la masa de gas contenida en el interior del ventilador y de la energía cinética que las paletas comunican al gas, convertida parcialmente en energía de presión en la voluta. Cuanto mayor sea la longitud de dichas paletas, compatible con el tamaño del ventilador, mayores serán los dos términos energéticos acabados de citar.

El rendimiento de un ventilador centrífugo varía con los cambios de temperatura, velocidad de giro y densidad del gas. Dichas variaciones afectan de la siguiente forma: para una misma velocidad y caudal de gas, la presión de salida y la potencia varían inversamente con la temperatura absoluta, la presión y la potencia varían en razón directa con la densidad.

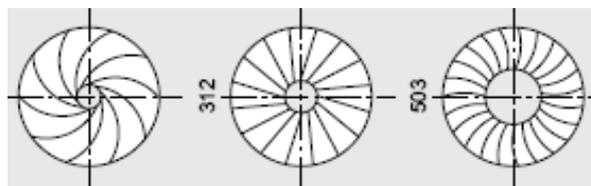


Figura 3.6. Esquema de álabes inclinados en la dirección de giro, rectos y en contra de la dirección de giro

En otras ocasiones lo que se representa la carga que suministra el ventilador en mm CA (mm de columna de agua) frente al caudal de ventilación (m^3/h), tal como se muestra en la Figura 3.7.

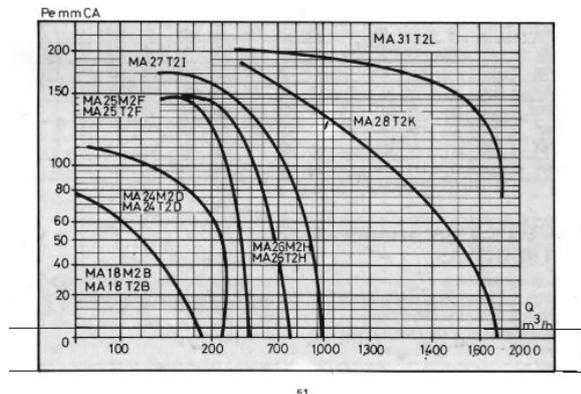


Figura 3.7. Curva característica de ventiladores.

3.2.2. Soplantes

Como ya se indicó, las soplantes conocidas también como compresores de baja presión, son aparatos de impulsión de gases que proporcionan presiones hasta de 2-4-bar. Existen diversos tipos, según sea el flujo del gas. Los principales son: de desplazamiento positivo, centrífugos (de una sola etapa), axiales (de múltiples etapas) y de anillo líquido.

Las *soplantes de desplazamiento positivo* son totalmente similares a las bombas de desplazamiento positivo *rotativas* (de lóbulos, de tornillo, de paletas, etc.). Con ellas se logran razones de compresión (cociente entre la presión de salida y la de entrada) de 4 aproximadamente, pudiendo suministrar caudales comprendidos entre 0.5 y 200 m^3/min , (en las condiciones de entrada). Las velocidades de giro son moderadas (1000 a 5000 r.p.m.). Las soplantes de desplazamiento positivo, al igual que las bombas rotatorias, son esencialmente aparatos de volumen constante con presión de descarga variable. El volumen o caudal suministrado puede variarse solamente al modificar la velocidad de giro o recirculando parte del gas. La presión de descarga variará con la resistencia que exista en la sección de salida.



Figura 3.8. Soplante de desplazamiento positivo

Las *soplantes centrífugas* son similares a las bombas centrífugas de una sola etapa. Para conseguir aumentos apreciables de presión, dada la baja densidad del fluido que impulsan, han de operar a gran velocidad de giro (entre 1000 y 30000 r.p.m.) y los rodets han de ser de

diámetro grande. Alcanzan razones de compresión de 3 a 4.5, suministrando caudales comprendidos entre 30 y 30.000 m³/min, son muy conocidas con el nombre de turbosoplantes, denominación en la que se engloban a veces a las soplantes centrífugas de múltiples etapas. Estas últimas, de acuerdo con el criterio aquí seguido, se consideran ya compresores, por lo que se tratarán en el apartado siguiente. Las turbosoplantes se utilizan para una gran variedad de servicios, como son operaciones de enfriamiento de agua, secado, inyección de aire a hornos de combustión, hornos altos, convertidores de acero, etc., operaciones de flotación, aireación, agitación, ventilación, etc.



Figura 3.9 Soplante centrífuga.

Las *soplantes axiales*, denominadas también con frecuencia compresores axiales, están formadas por un eje horizontal sobre el que se montan varias coronas de álabes (tantas como etapas tenga la soplante), entre las que se intercalan otras coronas de álabes fijos a la carcasa (Fig. 3.10). El gas es impulsado en la dirección del eje de giro del rotor (en forma similar a un ventilador axial), ganando energía cinética que se convierte gradualmente en energía de presión. Aproximadamente, se transforma la mitad de la energía en los álabes móviles y la otra mitad en los fijos, que actúan como el difusor de una bomba centrífuga. Proporcionan caudales de aire muy grandes (se han construido hasta de 10⁵ m³/min.) y se logra con ellas razones de compresión de 1.2-1.5 por etapa, con un máximo de 6 aproximadamente por aparato. Su velocidad de giro oscila entre 500 y 15000 r.p.m. Las soplantes axiales de varias etapas son insustituibles cuando se trata de conseguir caudales muy elevados de gas a baja presión. Su rendimiento llega a ser un 10 % mayor que el de los equivalentes aparatos centrífugos de múltiples etapas. Su menor tamaño y peso respecto a estos últimos es una ventaja adicional, aunque no muy significativa. Sus principales desventajas son un limitado intervalo de operación, mayor vulnerabilidad a la erosión y la corrosión y mayor tendencia a la formación de depósitos. Se utilizan frecuentemente con turbinas de gas y en Ingeniería Aeronáutica, así como para insuflar aire a hornos altos y en túneles de viento.

Finalmente, las *soplantes de anillo líquido*, conocidas también como compresores de anillo líquido, constituyen un tipo especial de aparato de impulsión totalmente distinto a los anteriores. En la Figura 3.11 se ha representado un esquema del mismo. Consiste en un rodete de álabes curvados en la dirección de giro, que se mueve en el interior de una carcasa elíptica parcialmente llena de líquido (generalmente agua). La velocidad de giro del rotor es tal que el agua es impulsada por la fuerza centrífuga hacia las paredes de la carcasa, formando un anillo hidráulico. La forma de este anillo determina con los álabes unas cavidades en las que es encerrado el gas. Este es aspirado por una entrada situada formando un cierto ángulo, y obligado durante el giro del rotor a reducir su volumen, a medida que la cavidad en que se encuentra alojado es parcialmente ocupada por el anillo de agua. En ese estado comprimido, sale de la cámara por una abertura similar a la de entrada, convenientemente situada y dimensionada. El ciclo anterior se repite en la parte inferior de la cámara, como muestra la Figura 3.11.

Las soplantes de anillo líquido suministran una presión no muy elevada (inferior a 4·bar), y se utilizan frecuentemente como bombas de vacío, pues se consiguen en la zona de aspiración del aparato depresiones respecto a la presión atmosférica de hasta 680 mm Hg en una sola etapa. El líquido, además de servir de cierre hidráulico, desempeña una misión de refrigerante para eliminar el calor producido en la compresión, por lo que debe renovarse constantemente. Tienen el inconveniente de que con gases solubles en el líquido el caudal suministrado disminuye, perdiendo mucha eficacia.

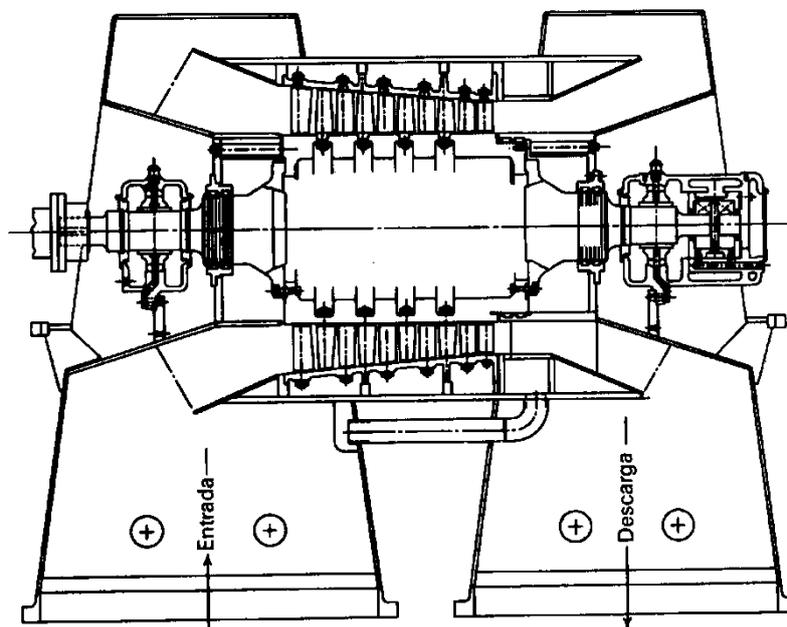


Figura.3.10. Soplante axial de cuatro etapas.

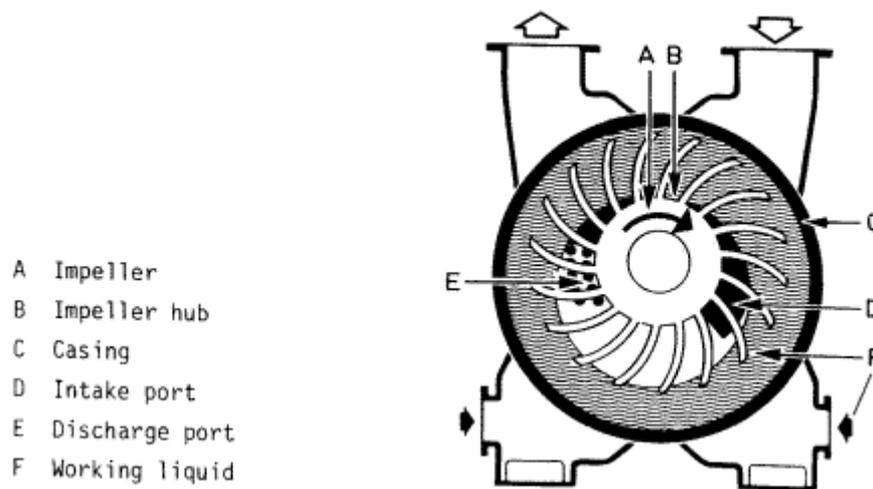


Figura 3.11. Soplante de anillo líquido.

3.2.3. Compresores

Estos aparatos, según se ha indicado, se utilizan para impulsar gases a presiones superiores a los 2.5-4 bar que pueden incluso llegar a miles de bar. La obtención de estas presiones tan elevadas requieren, naturalmente, la utilización de varias etapas, ya que por razones económicas la razón de compresión conseguida en cada etapa no suele ser superior a 3 ó 4 (existen pequeñas unidades, no obstante, con razones de compresión hasta de 8, e incluso superiores).

Como ya se ha comentado en el apartado 3.1, la compresión adiabática de un gas produce una considerable elevación de temperatura. La liberación de calor es menor si la compresión es isoterma, lo que exige la total eliminación del generado en la compresión. Este aspecto térmico en el funcionamiento de los aparatos que impulsan gases comprimiéndolos resulta de poca importancia en las soplantes, donde el aumento de presión no es muy elevado, pero adquiere mucha importancia en el caso de los compresores, especialmente en los de desplazamiento positivo.

Así pues, puesto que una parte importante del trabajo de compresión se convierte en calor, para tratar de aproximar la transformación lo más posible al proceso isoterma (mínima cantidad de trabajo requerido), el calor originado en la compresión del gas se elimina en su mayor parte, procurando que en cada etapa el gas se refrigere hasta alcanzar aproximadamente la temperatura de entrada al compresor. Se obtiene de esta forma un ciclo de compresión intermedio entre el adiabático y el isoterma, denominado politrópico.

Los dos tipos fundamentales de compresores son: los compresores alternativos (de desplazamiento positivo) y los compresores centrífugos de múltiples etapas.

Los *compresores alternativos* son los más utilizados en la industria química. Constan de uno o más cilindros en serie, según sean de una o varias etapas, respectivamente, cuyo funcionamiento es totalmente similar al de las bombas alternativas, comentadas previamente

en este Tema. En los aparatos más pequeños, de una sola etapa, es suficiente una refrigeración por aire, favorecida con la instalación de aletas exteriores. En los aparatos grandes, de múltiples etapas, donde la capacidad de refrigeración es limitada, la refrigeración se realiza mediante cambiadores de calor conectados entre cada dos etapas. Este enfriamiento reduce todavía más el volumen del gas a la salida del cilindro de baja presión, por lo que los cilindros de alta presión son cada vez de menor tamaño. El número de etapas del compresor habrá de estar acorde con la relación de compresión conseguida en los pistones y con el aumento total de presión deseado.

En estos compresores alternativos existe además un desprendimiento de calor debido a la fricción de las partes móviles (pistón, eje, etc.) contra las fijas (paredes internas, empaquetaduras, etc.), que al ser absorbido por el gas determina una elevación adicional de la temperatura. Esta podría llegar a ser superior a la alcanzada en la compresión adiabática, por lo que normalmente los cilindros se refrigeran exteriormente con camisas de agua fría.

Por otra parte, el rendimiento de los compresores alternativos es siempre algo menor que el de las bombas alternativas, dada la compresibilidad de los gases. Efectivamente, el gas no expulsado del cilindro, que ocupa el volumen muerto del mismo, es comprimido y expandido continuamente con las sucesivas cargas de gas fresco, y como la compresión y la expansión de este gas residual no son completamente reversibles, el rendimiento del proceso disminuye. Esto no ocurre, sin embargo, con los líquidos, pues son prácticamente incompresibles.

Los compresores alternativos (Figura 3.12) pueden ser, como ya se ha indicado, de una sola etapa o de múltiples etapas; según que los cilindros actúen por una o las dos caras, pueden ser de acción simple o doble. Respecto a la posición de los cilindros en un compresor de múltiples etapas, éstos pueden ser de cilindros en línea (caso más frecuente), en ángulo recto o en "V"; y respecto al tipo de émbolo pueden ser de émbolo lubricado o no lubricado. Operan a velocidades relativamente bajas, de 200-600 r.p.m., con rendimientos elevados, hasta de 90 por 100 en los compresores grandes. La regulación del caudal se puede hacer recirculando parte del gas o aumentando el volumen muerto del aparato. En este último caso, disponen de una serie de compartimentos adicionales que se pueden conectar a la cámara del cilindro, variando así su volumen. En la Fig. 3.13 se muestra un esquema de este tipo de dispositivos. Al abrir cada uno de los compartimentos, A, B, C y D, se aumenta el volumen muerto del aparato disminuyendo por tanto el caudal.

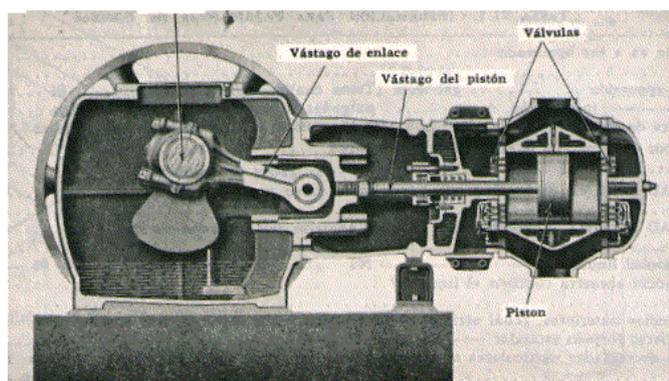


Figura 3.12. Compresor alternativo

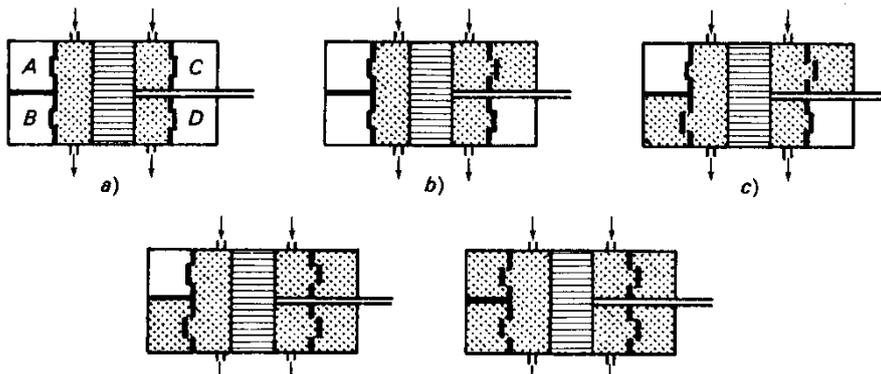


Figura 3.13. Dispositivos de volúmenes muertos para la regulación del caudal de un compresor alternativo (cilindro de doble acción): a) 100 por 100 del caudal; b) 75 por 100 del caudal; c) 50 por 100 del caudal; d) 25 por 100 del caudal; e) caudal nulo.

Los *compresores centrífugos* de múltiples etapas (también conocidos como turbo-compresores) son análogos a las bombas centrífugas de múltiples etapas, ya comentadas. El gas es aspirado en la primera etapa, en las proximidades del eje e impulsado por el rodete se desplaza radialmente hacia el exterior, ganando energía cinética; luego retorna hacia el eje por el difusor (de sección de paso creciente) donde la energía cinética se convierte en energía de presión, hasta que entra en la etapa siguiente. En la Figura 3.14 se esquematiza este recorrido, en donde también se muestra el cierre de laberinto para lograr un buen ajuste entre las partes fijas y el rotor e impedir las fugas del gas. Este dispositivo de cierre actúa haciendo que la diferencia de presión (que no puede ser muy elevada) se vaya anulando paulatinamente, al pasar de un diente a otro. El material de construcción del laberinto ha de ser suficientemente blando para no rayar el eje, y suficientemente duro y resistente para aguantar el desgaste y la corrosión.

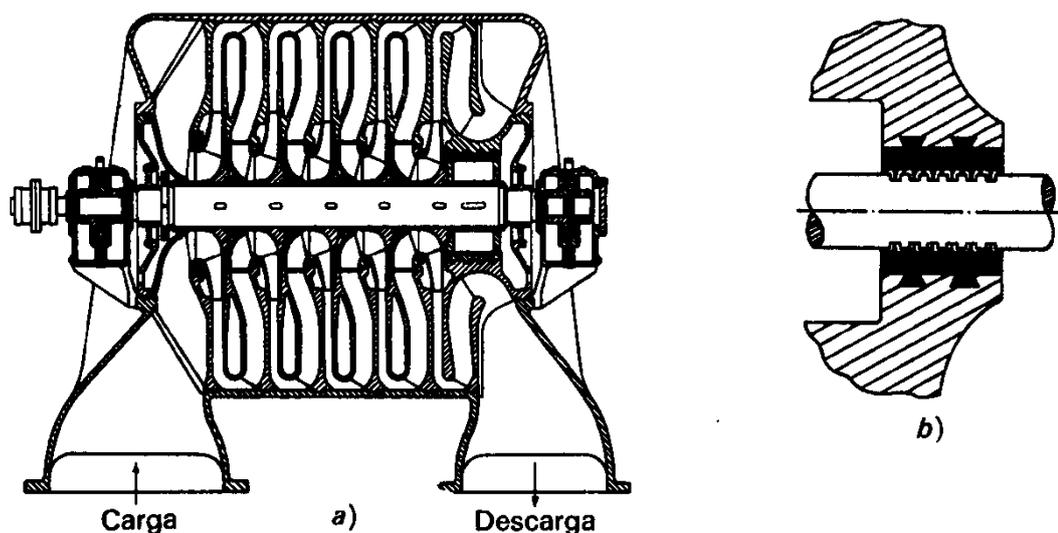


Figura 3.14. Compresor centrífugo de múltiples etapas: a) esquema del compresor completo; b) esquema del cierre de laberinto.

Los compresores centrífugos suelen tener rendimientos comprendidos entre 70 y 80 por 100, y se construyen con 5 a 8 etapas que giran a velocidades de 5000-10000 r.p.m. La regulación del caudal, como en las bombas centrífugas, puede conseguirse recirculando parte del gas o cerrando la válvula de salida. Hay intervalos de estabilidad para su funcionamiento.

Los compresores rotatorios son compresores de desplazamiento positivo. Consisten en dos rotores de varios pasos de rosca que encajan perfectamente que van impulsando el gas a la salida (Figura 3.15). No poseen válvulas, y existen refrigerados por aire, agua o aceite.

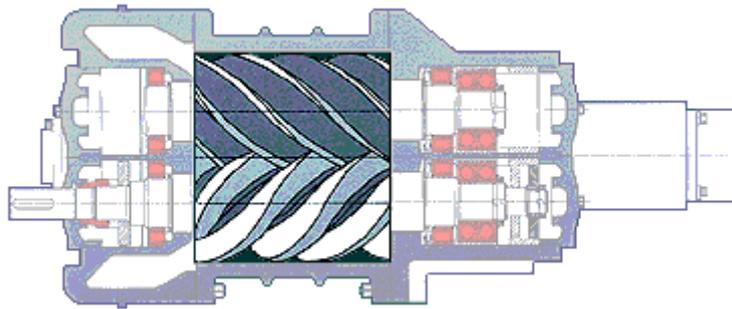


Figura 3.15. Compresor rotatorio

Los compresores rotatorios son fáciles y baratos de mantener. El caudal que impulsan es variable debido a la posibilidad de acoplarle un motor que produzca una velocidad de giro variable.

3.3. Caso especial: Eyectores de chorro.

Los eyectores son equipos de impulsión o evacuación de fluidos sin partes móviles, en él un gas a presión baja es succionado mediante la acción de un fluido secundario o motriz a una presión alta, saliendo ambas corrientes mezcladas a una presión intermedia (Figura 3.16). Aunque ya se explicó anteriormente en la sección de líquidos las denominadas bombas de chorro, que tienen un diseño muy parecido, y que producen succión por el denominado efecto venturi, se explican en esta sección los eyectores de vapor por ser su fundamento muy distinto al de las bombas de chorro.

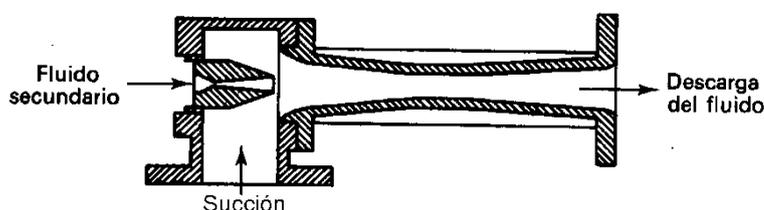


Figura 3.16. Esquema de un eyector.

En fundamento de un eyector está basado en la circulación supersónica por conducciones convergente-divergente. El fluido motriz, con presión de remanso (o en reposo) elevada, se introduce por una boquilla convergente divergente al eyector, circulando el máximo caudal posible ($M=1$ en el estrechamiento de la boquilla), de forma que circule supersónicamente en

la sección divergente, disminuyendo su presión. Esta corriente, a la salida de la boquilla, continua circulando supersónicamente por una hipotética conducción divergente, camino de la garganta principal del eyector. Esta corriente supersónica, que tiene baja presión, succiona la corriente arrastrada, cuya presión de remanso (o en reposo) es inferior a la motriz, pero al ser su flujo subsónico, tiene mayor presión en el eyector. En un momento dado (se diseña para que ocurra justo en la garganta principal del eyector), el flujo arrastrado alcanza la velocidad del sonido. En ese momento, la corriente principal (la supersónica) y la arrastrada (sónica) se mezclan, y se produce el "shock" u onda de choque de transición a flujo subsónico, de forma que la presión de remanso de la corriente de salida es intermedia a las dos de entrada. El shock asegura que el flujo de gases no revoque hacia atrás en el eyector.

Los eyectores se vienen utilizando desde hace muchos años en muy variadas aplicaciones, como bombas de vacío. Sin embargo, el rendimiento no es fácilmente predecible.

3.3 Criterios de selección de ventiladores, soplantes y compresores

Los criterios para la selección del tipo de aparato más adecuado para la impulsión de gases son en principio los mismos que para la selección del tipo de bomba. Se han de tener en cuenta, por un lado, las propiedades del gas y por otro, las condiciones de la impulsión. En principio, el primer factor a considerar es la presión de descarga que se ha de alcanzar, o mejor dicho, el "salto de presión" requerido. Ello determina la selección entre los tres grandes tipos de aparatos (ventiladores, soplantes y compresores). Dentro de cada grupo deben conocerse, además del caudal, las condiciones particulares de cada caso (funcionamiento continuo o intermitente, etc.).

Existen gráficos análogos a los de la Figura 2.32 para los aparatos de impulsión de gases. En la Figura 3.13 se muestra un ejemplo, en el que aparecen las zonas de presión y caudal aptas para cada tipo. La utilización de estos gráficos es similar a la de los correspondientes a las bombas.

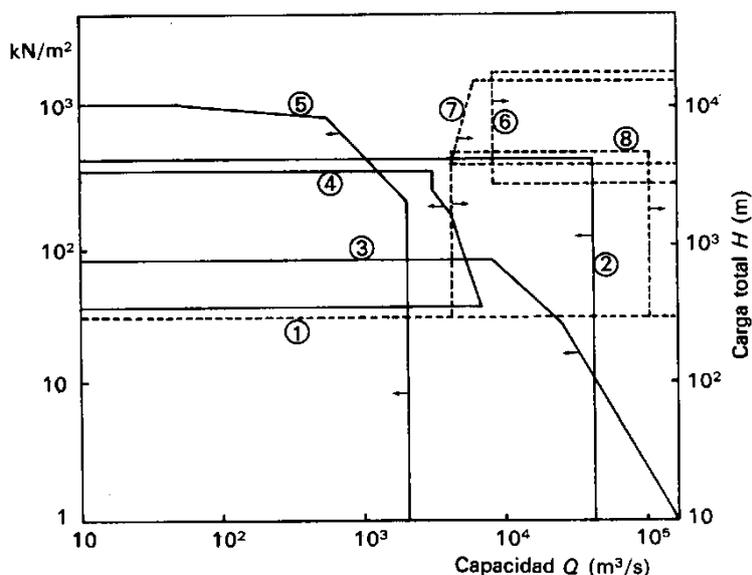


Figura 3.13. Gráfica comparativa de los diversos tipos de ventiladores, soplantes y compresores: Ventiladores 1. Soplantes de desplazamiento positivo: de tornillo 2; de lóbulos rectos 3, de paletas 4. Compresores: alternativos de un cilindro 5; axiales de múltiples etapas 6; centrífugos de múltiples etapas 7; centrífugos de una sola etapa 8.

Por otra parte, si se representa el coste del motor de impulsión como porcentaje del coste del compresor, en función de la velocidad de giro del motor, se observa que el coste mínimo se encuentra para velocidades de 1000 a 2000 r.p.m. Motores de estas características se pueden acoplar directamente a compresores rotativos y centrífugos, incidiendo favorablemente en su coste.

Otros factores dignos de consideración a la hora de seleccionar el aparato más adecuado serán su flexibilidad, hermeticidad, ruido, posible contaminación del gas, exigencias de cimentación, mantenimiento, repuestos, etc.

4. BIBLIOGRAFÍA

- (1) E. Costa Novella: "Ingeniería Química", Vol 3: "Flujo de Fluidos"; Ed Alhambra Universidad, 1ª ed, 1985.
- (2) J.M. Coulson, J.F. Richardson, J.R. Backhurst, J.H. Harker. "Coulson & Richardson's Chemical Engineering", Volumen 1, 5th edition, Butterworth-Heinemann, 1996.
- (3) F.A. Holland and R. Bragg. "Fluid Flow for Chemical Engineers", 2nd edition, Edward Arnold, 1995.
- (4) L. López Andrés. "Manual de Hidráulica", Publicaciones Universidad de Alicante, 1997.