

**MAQUINAS PARA FLUIDOS 1**

**BOMBAS VOLUMÉTRICAS**

***INSTITUTO DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS  
E INGENIERÍA AMBIENTAL***

2009



## 1. Generalidades.

Las bombas “volumétricas” o “de desplazamiento positivo” se caracterizan porque el caudal que impulsan, a velocidad de accionamiento constante, es sensiblemente independiente de la presión de descarga. Las variaciones de caudal que puedan producirse para distintas presiones se deberán a las inevitables luces constructivas o a faltas de estanqueidad en algunos órganos constitutivos.

Se distinguirá entre las máquinas de accionamiento recíprocante y las rotativas. En las primeras un órgano impulsor (un pistón o un diafragma) tiene un movimiento alternativo provocado mecánicamente. En las segundas hay una o más piezas con movimiento rotatorio (“rotor”) que toma el líquido de un recipiente a baja presión y lo trasvasa a otro a mayor presión

Como criterio general, suelen ser usadas para aplicaciones que requieran bajos caudales y altas o muy altas presiones. A diferencia de las máquinas centrífugas, pueden trabajar satisfactoriamente con bajas velocidades y en la mayoría de los casos son relativamente insensibles al efecto de la viscosidad del fluido.

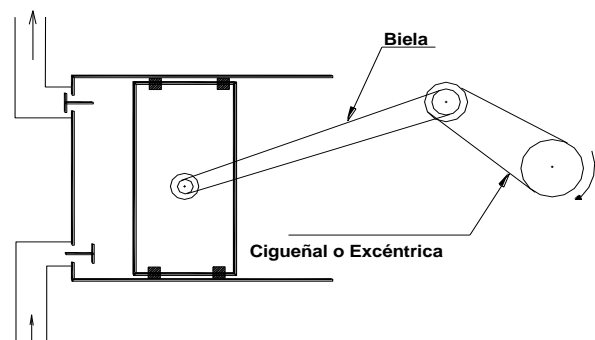
Al ser el caudal independiente de la presión de descarga, en su instalación se deberá prever siempre la posibilidad de alivio de presiones excesivas. Suele incorporarse a la bomba, o en su defecto instalarse exteriormente, una válvula de alivio que, al superarse en la cañería de impulsión la presión tarada, la comunica o bien con el exterior o, más adecuada y frecuentemente, con la cañería de admisión.

## 2. Bombas recíprocantes

### 2.1 Bombas recíprocantes de pistón.

#### 2.1.1. Descripción.

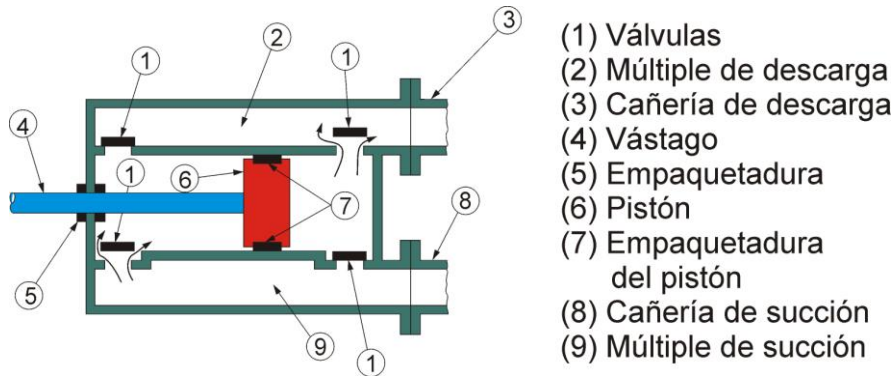
Están constituidas por uno o varios pistones o émbolos que se mueven dentro de un cilindro con movimiento alternativo de vaivén. Este movimiento alternativo es provocado por un cigüeñal, manivela, excéntrica o leva giratorios y una biela<sup>1</sup>. Sendas válvulas de retención permiten el ingreso y el egreso del fluido.



**Figura 2.1**  
**Bomba recíprocante de simple efecto**

<sup>1</sup> No es la única opción; podría ser accionado por otro pistón accionado por vapor o por gas expandiéndose. Si bien en alguna época estos tipos de accionamiento fueron de uso común (por ejemplo, los llamados “burros de vapor” para alimentación de calderas), hoy están prácticamente en desuso.

Se llama bomba de “simple efecto” aquella en que por cada revolución del cigüeñal hay una sola carrera útil, con uno sólo de los extremos del pistón en contacto con el fluido (véase la Figura 2.1).

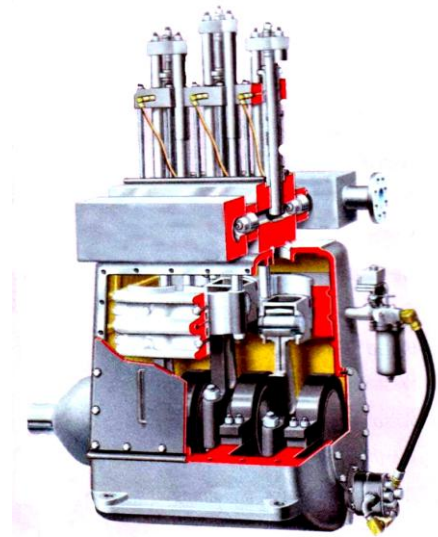


**Figura 2.2**

**Partes constitutivas de una bomba de pistón de doble efecto**

En una bomba de “doble efecto”, por cada revolución del órgano accionador se tienen dos carreras útiles. Ello se suele lograr con dos lados del pistón en contacto con el fluido (ver Figura 2.2). La presencia del vástago disminuye el volumen bombeado en uno de los efectos y requiere un sistema de cierre, por empaquetadura o retén o sello adecuado.

Otra manera de aumentar el volumen bombeado por revolución consiste en utilizar pistones trabajando en paralelo (ver Figura 2.3), accionadas por un solo motor con un solo cigüeñal.



**Figura 2.3**

**Bomba recíprocante de simple efecto, con tres pistones**

### 2.1.2 Cálculo del caudal.

Si se llama  $L = 2r$  la carrera del émbolo, siendo  $r$  la excentricidad del cigüeñal o manivela, el volumen que desplaza el émbolo de diámetro  $D$  en su carrera valdrá:

$$V_D = \frac{\pi \cdot D^2}{4} L$$

Para una bomba de  $Z$  cilindros en paralelo, con el cigüeñal girando a velocidad angular constante  $N$  (revoluciones por unidad de tiempo), el caudal teórico será:

$$\dot{V}_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} L N Z j$$

donde  $j = 1$  para una bomba con pistones de simple efecto y  $j = 2$  si los pistones son de doble efecto.

Habrá, en general, fugas de líquido ya sea entre pistón y cilindro o por válvulas. Por lo tanto el caudal será menor:

$$\dot{V}_t = \eta_v \frac{\pi \cdot D^2}{4} L N Z j \quad (2.1)$$

donde  $\eta_v < 1$  se llama ‘‘rendimiento volumétrico’’.

## 2.1.3 Rendimientos

### 2.1.3.1 Rendimiento volumétrico.

Se producen fugas:

- entre pistón y cilindro
- en válvulas, debido a su cierre no instantáneo
- en las bombas de doble efecto, entre vástago y su empaquetadura

Sea  $Q'$  el caudal de estas fugas. Se llama rendimiento volumétrico al cociente

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q'} \quad (2.2)$$

Es frecuente que los valores del rendimiento volumétrico sean elevados. A título informativo, puede suponerse:

- bombas de cuidadosa ejecución y grandes gastos:  $\eta_v = 0,97$  a  $0,98$
- bombas de cuidadosa ejecución y pequeños caudales:  $\eta_v = 0,94$  a  $0,96$
- bombas de regular ejecución y pequeños gastos :  $\eta_v = 0,89$  a  $0,92$

El rendimiento volumétrico es influido notablemente por la temperatura del líquido (variación de las luces y, sobre todo, de la viscosidad). Para muy altas temperaturas puede llegarse incluso a  $\eta_v = 0,65$     $0,70$ .

Las fugas dependen también de la presión de trabajo de la bomba: aumentan con ésta. y por lo tanto disminuye el rendimiento volumétrico.

### 2.1.3.2 Rendimiento hidráulico.

Se producen pérdidas de carga debido a rozamiento en los conductos y canales inherentes a la construcción de la bomba, así como en las válvulas. Se llama rendimiento hidráulico  $\eta_H$  al cociente entre la altura que se lograría de no existir estas pérdidas y la que realmente logra la máquina.

Se puede estimar:

- para bombas de gran tamaño y condiciones de escurrimiento favorables:  $\eta_H = 0,95$  a  $0,97$
- para bombas más pequeñas y diseño no demasiado elaborado :  $\eta_H = 0,85$  a  $0,88$ .

El concepto de rendimiento hidráulico no tiene la misma importancia que para las bombas centrífugas. En efecto, como el caudal es sensiblemente independiente de las presiones, estas bombas suelen usarse para grandes presiones; un aumento de la presión interna debido a un bajo valor de  $\eta_H$  tiene efectos secundarios con frecuencia despreciables.

### 2.1.3.3 Rendimiento mecánico.

Se producen pérdidas de potencia o pérdidas mecánicas  $P_m$  debido al rozamiento en los cojinetes, pernos, órganos de comando y, sobre todo, debido al rozamiento de los aros, retenes, copas u órganos de cierre entre pistón o cilindro. Se llama rendimiento mecánico  $\eta_m$  al cociente entre la potencia entregada al líquido por el pistón y la consumida por la bomba en punta de eje.

Se puede estimar:

- para bombas directamente acopladas al motor, grandes y de buen diseño y mantenimiento:  $\eta_m = 0,94$  a  $0,96$
- para bombas pequeñas y con transmisión por correas o engranajes:  $\eta_m = 0,83$  a  $0,86$

### 2.1.3.4 Rendimiento total

Se llama “rendimiento total” o simplemente “rendimiento” al producto:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_H \cdot \eta_m \quad (2.3)$$

La potencia que requiere la bomba en punta de eje, para entregar a un caudal  $Q$  una altura  $H$  valdrá, entonces:

$$P = \gamma Q_t H_t + P_m = \gamma Q H / \eta \quad (2.4)$$

siendo  $\gamma$  el peso específico del líquido.

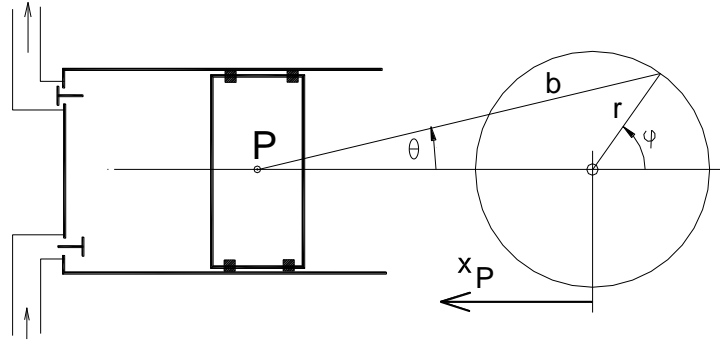
### 2.1.4 Velocidades y aceleraciones.

Llamando  $x_P$  a la abscisa del punto  $P$  representativo de la posición del pistón (véase Fig. 2.4),  $r$  a la excentricidad del cigüeñal y  $b$  a la longitud de la biela, en función del ángulo  $\varphi$  del cigüeñal con una dirección de referencia será:

$$x_P = -r \cos \varphi + b \cos \theta$$

(tomando como origen el centro de giro del cigüeñal o manivela, y considerando positivo hacia el PMS). Se deduce:

$$x_P = -r \cos \varphi + b \sqrt{1 - \frac{r^2}{b^2} \text{sen}^2 \varphi} \quad (2.5)$$



**Figura 2.4**  
**Cinemática del pistón**

La velocidad del pistón será:

$$\dot{x}_P = \left[ r \text{sen} \varphi - \frac{r^2}{b} \frac{\text{sen} 2\varphi}{2 \sqrt{1 - \frac{r^2}{b^2} \text{sen}^2 \varphi}} \right] \cdot \dot{\varphi} \quad (2.6)$$

y la aceleración, suponiendo  $\dot{\varphi} = \omega$  (constante)

$$\ddot{x}_P = \left[ \cos \varphi + \frac{r}{b} \frac{\cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{b^2} \text{sen}^2 \varphi}} - \frac{1}{4} \text{sen}^2 2\varphi \left( 1 - \frac{r^2}{b^2} \text{sen}^2 \varphi \right)^{-3/2} \cdot \frac{r^3}{b^3} \right] \cdot r \omega^2 \quad (2.7)$$

Suponiendo que, como es frecuente,  $\frac{r^2}{b^2} \ll 1$ , queda:

$$\dot{x}_P = r \omega \left( \text{sen} \varphi - \frac{r}{2b} \text{sen} 2\varphi \right) \quad (2.8)$$

$$\ddot{x}_P = r \omega^2 \left[ \cos \varphi - \frac{r}{b} \cos 2\varphi \right]. \quad (2.9)$$

Obsérvese que los dos puntos de cada ciclo en que se anula la velocidad (los correspondientes a  $\varphi = 0$  y a  $\varphi = \pi$ ) son aquellos en que la aceleración tiene valores máximos. Estos puntos son llamados “*punto muerto superior*” y “*punto muerto inferior*” según sean el más alejado o el más cercano al cigüeñal, respectivamente. Ésas aceleraciones originan importantes fuerzas sobre biela,

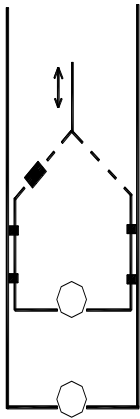
cigüeñal, pernos y cojinetes; por otra parte, esas fuerzas repetidas a una frecuencia  $\omega$  hacen el funcionamiento de estas máquinas inherentemente ruidoso y vibrador. Se pueden disminuir esas fuerzas minimizando las masas aceleradas y deceleradas, lo cual no siempre es compatible con las resistencias mecánicas requeridas. La técnica moderna de equilibrio de esfuerzos estáticos y dinámicos ha logrado disminuir mucho estas fuerzas y vibraciones.

### 2.1.5 Otras realizaciones de bombas reciprocantes de pistón.

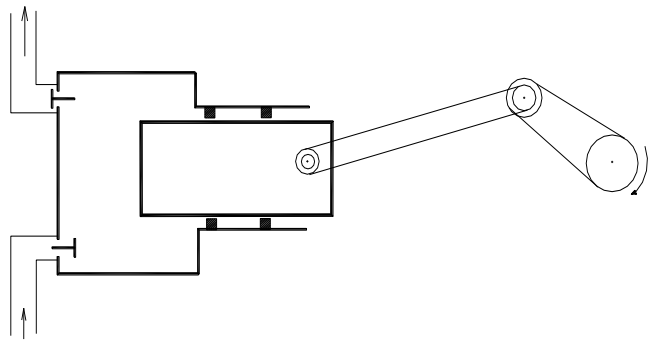
Son muy utilizadas las bombas reciprocantes con válvula de descarga en el pistón (ver Figura 2.5). Esta realización es habitual en las bombas movidas por molinos de viento, así como en bombas de accionamiento manual.

#### 2.1.5.1 Embolo buzo.

Estas bombas no tienen diferencia esencial con las descritas anteriormente; la única diferencia radica en que el pistón entra en contacto con el fluido no sólo por su parte frontal sino también por su superficie cilíndrica. Véase la Figura 2.6.



**Figura 2.5**  
Bomba reciprocante con  
válvula en el pistón



**Figura 2.6**  
Bomba reciprocante con émbolo buzo

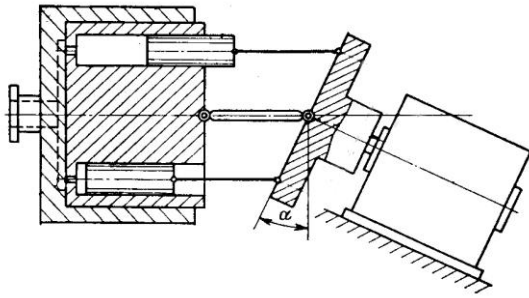
#### 2.1.5.2 Multi-pistón.

Estas bombas se caracterizan por tener varios pistones trabajando en paralelo, todos movidos por un único motor.

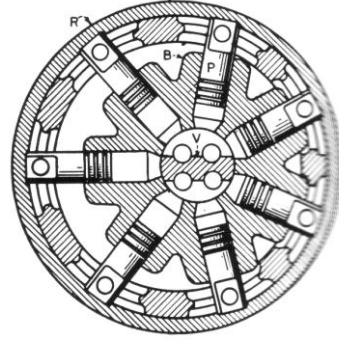
Dos realizaciones típicas se muestran en las Figuras 2.3 y 2.7. En la disposición paralela en línea, un único cigüeñal mueve todos los pistones. En la disposición en tambor, el motor mueve una platina que, simultáneamente, hace girar mediante un árbol central el cuerpo de cilindros y además produce, por su inclinación, el movimiento reciprocante de los pistones. Todos los cilindros están comunicados, a través de sendas válvulas, con cámaras de aspiración y de impulsión. Variando el ángulo  $\alpha$  de la platina se puede variar la carrera de los pistones y por ende se regula el caudal.

Otra realización utilizada coloca los pistones radialmente dentro de una carcasa exterior móvil respecto al cuerpo que aloja los cilindros (ver Figura 2.8). Éste gira excéntricamente, produciendo el movimiento de vaivén de los pistones.

La disposición multi-cilindro permite disminuir la amplitud de las pulsaciones de presión en la impulsión (aumentando su frecuencia).



**Figura 2.7**  
Bomba multi-pistón, pistones paralelos



**Figura 2.8**  
Bomba multi-pistón, pistones radiales

### 2.1.6 Instalaciones de aspiración.

Al igual que para las bombas centrífugas, puede ocurrir que se tenga, en el ingreso del líquido a la bomba, presiones inferiores a su presión de vapor a la temperatura del escurrimiento, provocando el fenómeno de cavitación.

Llamando  $H_s$  a la carga o altura del líquido en la cañería de entrada a la bomba (donde se mide la presión, velocidad y cota), la presión  $p$  en el interior del cilindro cumplirá:

$$p / \gamma = H_s - v^2/2g - Z_p - \zeta \quad (2.10)$$

donde

- $\zeta$  son las pérdidas de carga totales en la entrada:
  - $\zeta = \zeta_f + \zeta_{ch} + \zeta_v + \zeta_{ac}$
  - $\zeta_f$  : pérdidas por rozamiento en la tubería de aspiración
  - $\zeta_{ch}$  : pérdidas por cambios de dirección o de sección
  - $\zeta_v$  : pérdidas de carga en la o las válvulas de admisión
  - $\zeta_{ac}$  : la energía necesaria para acelerar la masa líquida.
- $v$  es la velocidad del líquido en el cilindro (asimilable a la velocidad del pistón)
- $Z_p$  es la cota del pistón



Para que sea

$$p_{at} + p > p_v$$

deberá ser

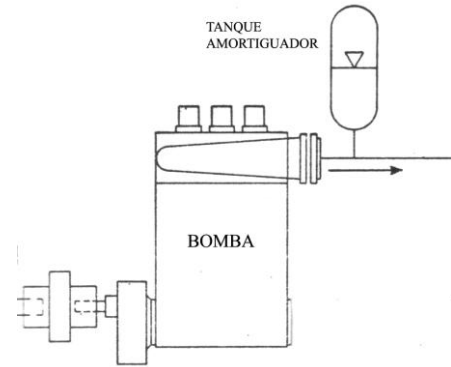
$$H_s + (p_{at} - p_v) / \gamma - Z_p > v^2 / 2g + \zeta$$

Se llama

$$ANPA_D = H_s + p_{at} / \gamma - p_v / \gamma - \zeta_{ac} - Z_p \quad (2.11)$$

y

$$ANPA_R = v^2 / 2g + \zeta_f + \zeta_{ch} + \zeta_v \quad (2.12)$$



**Figura 2.9**  
**Amortiguador de pulsaciones**

No habrá cavitación, entonces, si

$$ANPA_D > ANPA_R$$

$\zeta_f$  y  $\zeta_{ch}$  varían con el cuadrado de la velocidad del líquido en el tubo de aspiración, que a su vez es proporcional a la velocidad del pistón. Será, por lo tanto, mínima en los puntos muertos superior e inferior y máxima cerca de la mitad de la carrera.

$\zeta_v$  depende del caudal bombeado, así como de la geometría de la válvula. Al comienzo de la carrera de aspiración, suele aumentar bruscamente debido a la fuerza necesaria para abrir plenamente la o las válvulas de aspiración. Una vez plenamente abiertas, suele ser proporcional al cuadrado del caudal instantáneo.

$\zeta_{ac}$  es proporcional a la aceleración del pistón, o sea, positiva al comienzo de la carrera de aspiración cuando el pistón se acelera desde el reposo, y negativa al llegar al PMI; será nula cerca de la mitad de la carrera. Se la incluye en  $ANPA_D$  porque está relacionada con el sistema, en la medida de que depende del diámetro de la cañería de admisión; quien ensaya la bomba sin conocer la instalación no tiene forma de cuantificarla.

El valor de  $ANPA_R$  es hallado experimentalmente y suele ser un dato relevado por los fabricantes. En virtud de que los métodos para relevarlo no son precisos, se debe tomar un margen de seguridad entre  $ANPA_D$  y  $ANPA_R$ .<sup>2</sup>

### 2.1.7 Instalaciones de impulsión

Las bombas reciprocantes producen, en la cañería de impulsión, pulsaciones de presión que pueden ser de muy alta intensidad, a una frecuencia igual a la de embolado. Para amortiguarlas, se suele colocar una cámara de gas (aire o nitrógeno) en paralelo a dicha cañería (ver Figura 2.9). El gas puede estar separado del líquido mediante una membrana o diafragma para evitar su disolución, que haría necesario reponerlo con cierta frecuencia.

Entonces, esta cañería se divide en dos partes: hasta la cámara de aire, la columna de agua sigue los movimientos del pistón, o sea se acelera y decelera;

<sup>2</sup> Puede verse un método de cálculo de dicho margen en el Anexo de la norma EN-ISO 16330 (2003): Bombas y grupos motobomba volumétricos alternativos. Requisitos técnicos.

luego de la cámara de aire, si ésta es adecuadamente diseñada, el fluido se mueve con velocidad sensiblemente constante.

Si  $\dot{x}$  es la velocidad del pistón y suponiendo una biela mucho más larga que la excentricidad ( $r/b = 0$ ) será

$$\dot{x}_P = -r \omega \operatorname{sen} \varphi .$$

Siendo  $A$  el área transversal del pistón, durante un tiempo  $dt$  se aspirará el volumen de fluido  $dV$ :

$$dV = A \dot{x} dt = A r \omega \operatorname{sen} \varphi dt = A r \operatorname{sen} \varphi d\varphi$$

O sea, la función  $\frac{dV}{d\varphi}$  es sinusoidal (ver Fig. 2.10).

El volumen total impulsado por el pistón en toda la carrera es el área bajo la curva AFE, que vale  $2 A \cdot r$ . Por otra parte, si la cámara de aire uniformiza el flujo, el volumen total impulsado luego de la cámara, por ciclo, es el área del rectángulo AGHD, de altura  $2AR / 2\pi$ .

Por lo tanto, el área BCF representa la cantidad total de líquido que entra y sale, por embolada, de la cámara de aire. Sea  $U$  el volumen de líquido en dicha cámara. Se cumple:

$$dU = A \cdot r \cdot \operatorname{sen} \varphi \cdot d\varphi - 2 A r / 2\pi d\varphi = A \cdot r \left( \operatorname{sen} \varphi - 1/\pi \right) d\varphi$$

Por lo tanto, los puntos B y C (Figura 2.10) cumplen:  $\operatorname{sen} \varphi = 1/\pi$ , o sea corresponden a  $\varphi_1 = 18^\circ 34'$  y  $\varphi_2 = 161^\circ 26'$ .

El volumen fluctuante que entra y sale de la cámara de aire es, entonces:

$$U_0 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A \cdot r \left( \operatorname{sen} \varphi - \frac{1}{\pi} \right) d\varphi = 1,102 A \cdot r$$

Siendo  $L$  la carrera del pistón,  $L = 2r$ , queda:

$$U_0 = 0,55 V_D$$

siendo  $V_D$  el volumen desplazado por embolada ("cilindrada").

Para una bomba de un pistón de doble efecto, se reduce la variación:

$$U_0 = 0,21 V_D$$

Para una bomba de dos pistones de doble efecto, con las bielas a  $90^\circ$  en la manivela, resulta:

$$U_0 = 0,042 V_D$$

y será menor el coeficiente cuanto mayor sea el número de pistones en paralelo (ver Figura 2.11).

Las pulsaciones en la cañería de impulsión, de no ser eliminadas o amortiguadas, pueden fácilmente inducir resonancias en algún tramo de dicha cañería. Ello ocurrirá si la frecuencia de resonancia acústica de algún tramo (que depende de

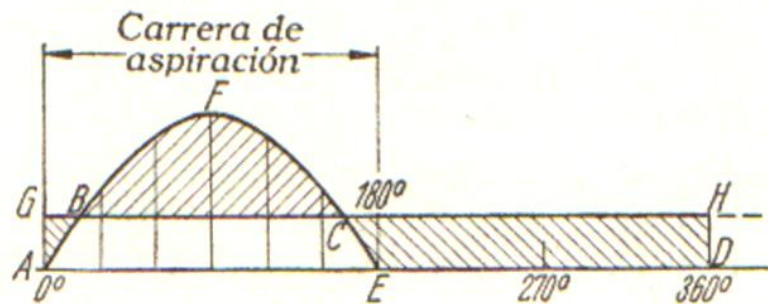
la longitud de ese tramo, la velocidad del sonido en el fluido y las condiciones de borde) es igual a la frecuencia de esas pulsaciones o sus primeros múltiplos.

En esas condiciones, se generan vibraciones en cañería que pueden tener amplitud de hasta cientos de veces la amplitud de la pulsación a la salida de la bomba. Los efectos no serán sólo molestos sino que pueden llegar a ser destructivos.

**Figura 2.10**

**Volumen fluctuante en la cámara de aire**

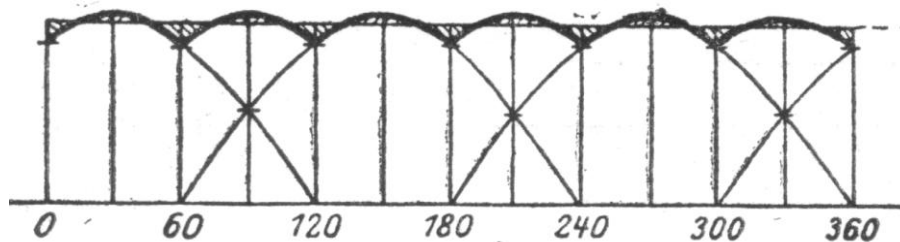
**1 pistón simple efecto**



**Figura 2.11**

**Volumen en cámara de aire**

**3 pistones simple efecto**

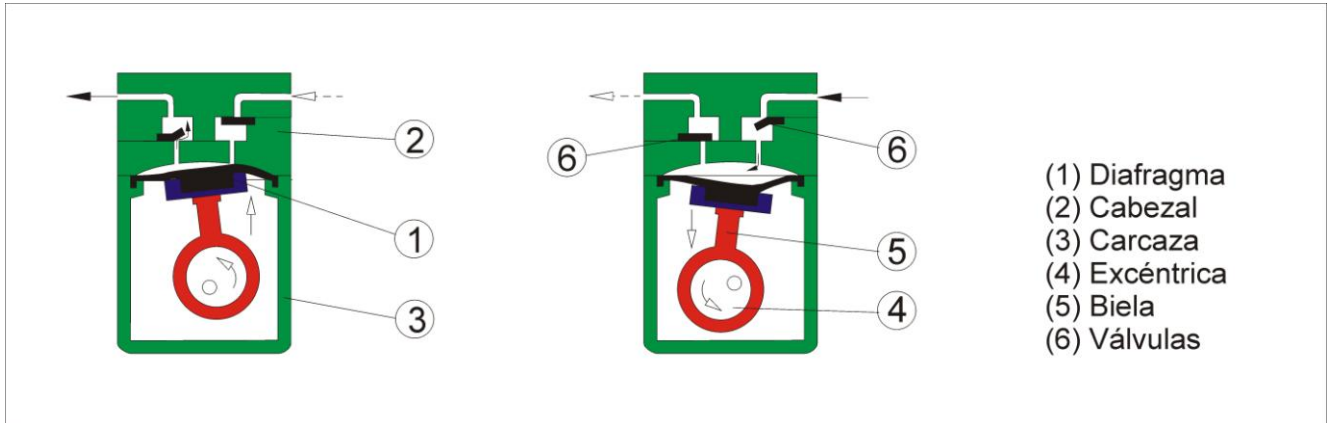


Estas pulsaciones ocurren también en la cañería de aspiración, y su amortiguación se puede realizar de manera análoga. No obstante, es mucho menos frecuente que sean causa de molestias o perjuicios, pues suele ubicarse la bomba no lejos del recipiente de toma.

## **2.2 Bombas reciprocantes de diafragma**

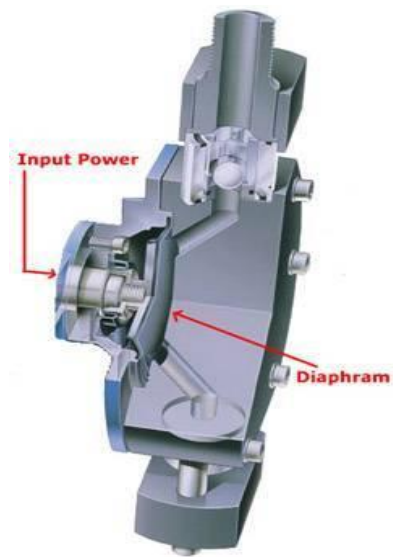
### **2.2.1 Bombas de diafragma mecánicas.**

Estas bombas difieren de las de pistón sólo en que el espacio variable o cámara de compresión de volumen variable se logra por la deformación de un diafragma en lugar del movimiento de un pistón. Véase el esquema de su funcionamiento en la Figura 2.12 y un corte de una bomba real en la Figura 2.13. Esta solución no permite llegar a presiones tan elevadas como con las de pistón; tienen como parte débil el diafragma, que está sometido a flexiones repetidas. Su principal ventaja radica en la ausencia total de fugas en la bomba.



**Figura 2.12**  
**Bomba de diafragma – Esquema de funcionamiento**

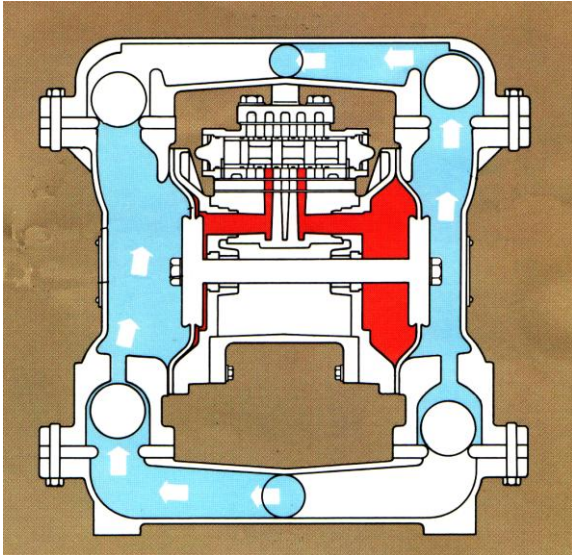
**Figura 2.13**  
**Bomba de diafragma - Corte**



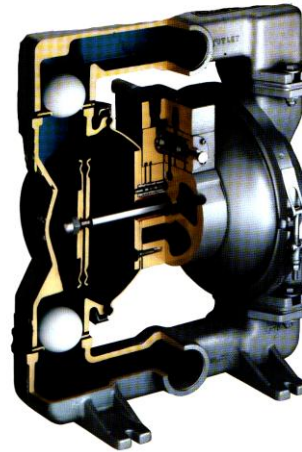
### 2.2.2 Bombas de diafragma neumáticas.

Este tipo de bombas suele tener dos diafragmas en oposición vinculados mecánicamente y una válvula neumática de dos posiciones. En una posición, la válvula neumática admite aire comprimido deformando un diafragma y purga el aire del lado del otro diafragma; en la otra posición se intercambian los efectos. Véase la Figura 2.14. El propio movimiento del diafragma impulsado hace conmutar la válvula neumática a la otra posición, produciendo el movimiento del otro diafragma. Las válvulas de admisión y expulsión del fluido suelen ser de bola.

Estas bombas, al ser accionadas por aire comprimido, son adecuadas para uso en atmósferas peligrosas (por ejemplo, potencialmente explosivas o con riesgo de incendio).



**Figura 2.14**  
Bomba neumática de diafragma- Esquema



**Figura 2.15**  
Bomba neumática de diafragma - Vista y corte

### 3. Bombas rotativas

#### 3.1 Generalidades.

Para evitar las aceleraciones y deceleraciones de las máquinas reciprocantes y tratar de lograr un funcionamiento más suave y con menos vibraciones y ruido, se desarrollaron máquinas de desplazamiento positivo con órganos impulsores rotatorios. En ellas, uno o varios rotores capturan el fluido entre ellos o entre ellos y la carcasa de la máquina, y lo entregan a una cañería de impulsión. El consumo energético se debe a que el fluido en la cañería de impulsión está a mayor presión que en la de admisión, además de a las inevitables pérdidas volumétricas, hidráulicas y mecánicas.

En una bomba rotativa típica (véase Figura 3.1) se distinguen, en cualquier momento de su funcionamiento:

- un volumen comunicado con la aspiración de la bomba , CA
- un volumen comunicado con la descarga de la bomba, CD
- un volumen incomunicado tanto con la aspiración como con la descarga, IAD

El funcionamiento suave y uniforme requiere:

- que el volumen CA aumente gradual y continuamente cuando el o los rotores giran a velocidad constante
- que el volumen IAD permanezca constante al rotar el o los rotores
- que el volumen CD disminuya gradual y continuamente con la rotación del o de los rotores

Por otra parte, el funcionamiento con buen rendimiento requiere que en ningún momento de su funcionamiento deben estar comunicadas entre sí la boca de aspiración y la de descarga. Ello requiere, habitualmente, un buen ajuste entre los rotores y la carcasa o envolvente o estator; en caso de dos o más rotores, también entre ellos debe haber luces mínimas o contacto en todos momentos de la operación. Cualquiera de esas condiciones que no se cumpla, producirá pérdidas volumétricas por recirculación.

Debido a las inevitables luces entre partes fijas y móviles, estas bombas son adecuadas para fluidos muy viscosos, para los cuales las pérdidas por los intersticios pueden ser reducidas.

Por otra parte, al haber contacto entre rotores o entre rotor y carcasa, estas bombas son especialmente adecuadas para fluidos con características lubricantes; y suelen averiarse fácilmente si se las opera en vacío, sin líquido en su interior.

El caudal teórico entregado por las bombas volumétricas rotativas se puede calcular en base al volumen  $V_D$  (“desplazamiento” o “volumen desplazado”) transportado desde la entrada a la salida por revolución del o de los rotores. Será:

$$Q_t = V_D \cdot N$$

donde  $N$  es la velocidad de rotación del o de los rotores, medida en revoluciones por unidad de tiempo.

Por ejemplo, para una bomba de engranajes iguales (ver 3.2),  $V_D$  es el volumen encerrado entre dos dientes consecutivos multiplicado por  $2Z$ , siendo  $Z$  el número de dientes de cada engranaje.

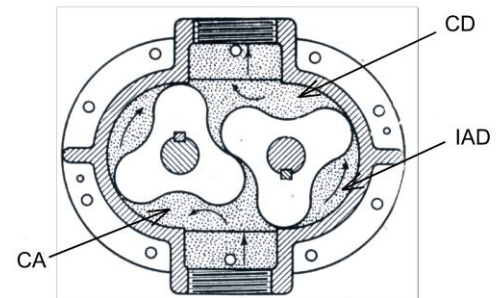
Para hallar el caudal entregado por la máquina, se debe descontar las pérdidas volumétricas debidas a las inevitables luces constructivas entre partes fijas y móviles:

$$Q = Q_t - \zeta_V = Q_t \cdot \eta_V$$

En el caso de bombas que trabajen a muy altas presiones, para lo cual algunos de estos modelos de bombas son especialmente aptas, puede ser necesario considerar la pérdida de caudal debida a la compresión de gases: si el fluido impulsado incluyera gas en suspensión (no disuelto), la alta relación de compresión disminuiría sensiblemente el volumen de dicho gas; el caudal de descarga podría diferir apreciablemente del caudal de entrada.

Las bombas volumétricas rotativas, como se verá al examinar el funcionamiento de los distintos tipos, en general también producen pulsaciones en la cañería de impulsión. Su funcionamiento también implica que la entrega de fluido en la impulsión no es constante y uniforme sino pulsante; pero se puede disminuir bastante con medidas constructivas de la bomba (por ejemplo, aumento del número de dientes o de lóbulos o de paletas). Por ello es frecuente que se utilicen sin cámara de aire amortiguadora de vibraciones.

Se ha desarrollado una enorme variedad de diseños de bombas rotativas. Se describirá sólo los tipos más usuales.



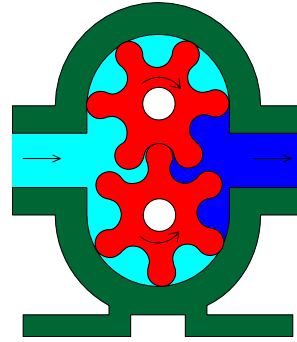
**Figura 3.1**  
**Volúmenes en una bomba rotativa típica**

### 3.2 Bombas de engranajes

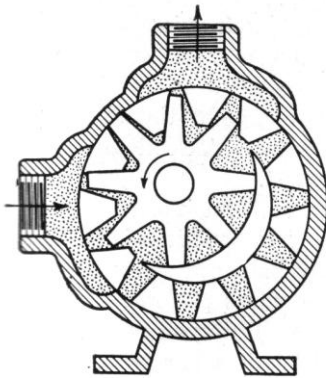
Las bombas de engranajes exteriores (ver Figura 3.2) conducen el líquido en las cavidades limitadas por la carcasa, dos dientes consecutivos de cada engranaje y las paredes anterior y posterior. Son adecuadas para líquidos de alta viscosidad, y permiten lograr muy altas presiones.

Pueden estar ambos engranajes motorizados externamente, o uno de ellos conducir al otro.

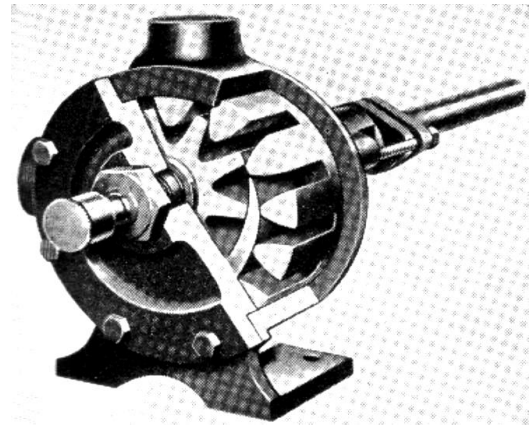
Las bombas de engranajes interiores capturan el fluido entre dos engranajes que engranan uno dentro del otro, girando ambos engranados conjuntamente y excéntricos entre sí: el interior guiado por su eje y el exterior por la carcasa fija (ver Figuras 3.3 (a) y 3.3 (b)).



**Figura 3.2**  
Bomba de engranajes exteriores, rígidos

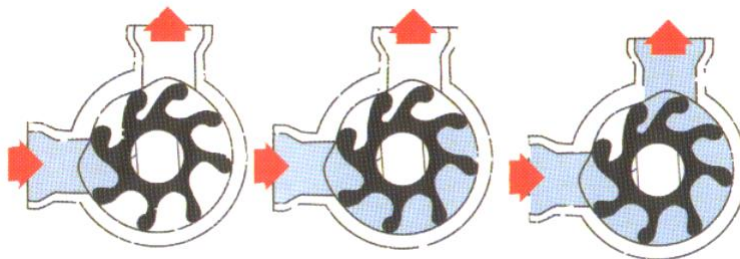


**Figura 3.3 (a)**  
Bomba de engranajes interiores (corte)



**Figura 3.3 (b)**  
Bomba de engranajes interiores (vista)

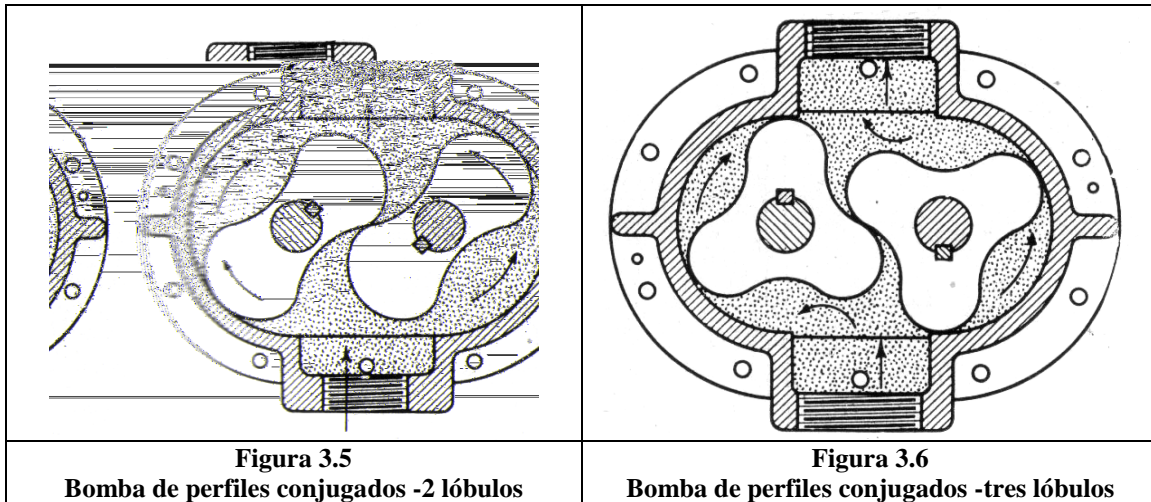
Se utilizan, también, bombas de un solo engranaje flexible, construido con algún elastómero adecuado al fluido a bombear (ver Figura 3.4). Suelen ser utilizadas para aplicaciones de poca altura (habitualmente, no más de 1,5 bar) y bajo caudal. Su ventaja radica en su simplicidad de montaje y mantenimiento, además de su reducido costo.



**Figura 3.4**  
Bomba de engranajes flexibles

### 3.3 Bombas de perfiles conjugados

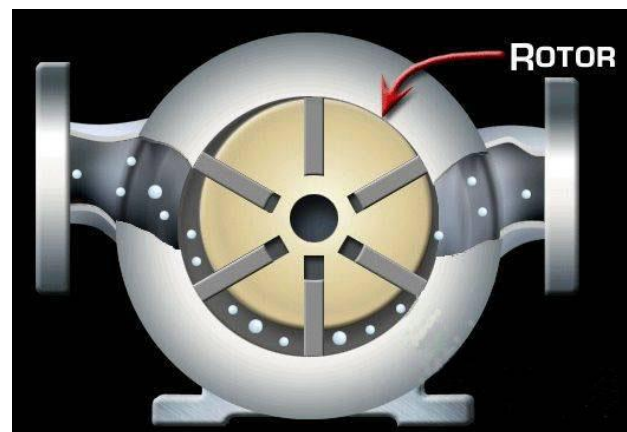
Estas bombas trabajan de acuerdo al mismo principio que las de engranajes exteriores, pero se elaboran con otros perfiles. Tienen dos rotores, que normalmente son iguales (pueden ser distintos) y que suelen ser movidos independientemente. Sus perfiles son tales que se mantienen en contacto mutuo en todo momento (contacto eventualmente lubricado y sellado por el propio fluido bombeado). El fluido es impulsado entre los lóbulos de los perfiles y la carcasa. En las Figuras 3.5 y 3.6 se muestran cortes esquemáticos de bombas de perfiles de dos y tres lóbulos; se ha elaborado una gran cantidad de perfiles al efecto.



### 3.4 Bombas de paletas

Estas bombas se caracterizan por tener un rotor con paletas planas deslizantes radialmente en él. Dicho rotor gira excéntrico dentro de una carcasa circular (véase Figura 3.7). Una porción de fluido atrapada en la zona de entrada entre dos paletas consecutivas y las tapas laterales es conducida hacia la boca de descarga de la bomba, que suele ser colineal con la boca de entrada.

Las paletas deslizan apoyadas sobre la carcasa fija, oprimidas por la fuerza centrífuga; algunos modelos incluyen resortes en el interior de las ranuras del rotor para mantener el contacto.



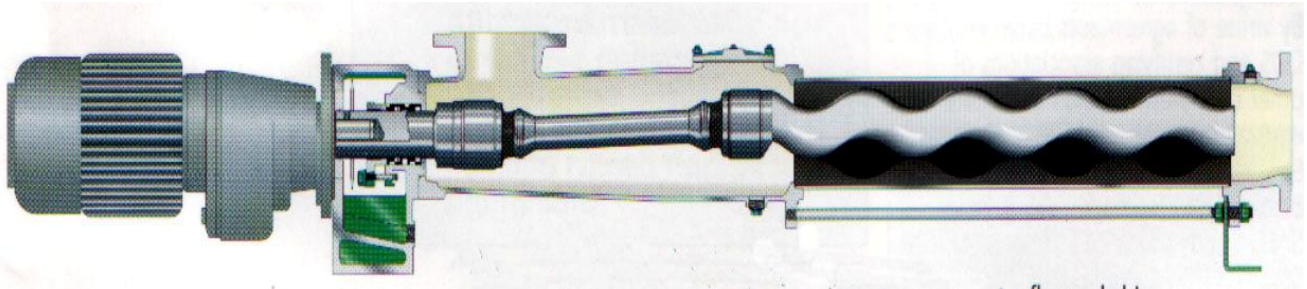
**Figura 3.7**  
Bomba de paletas

Son aptas para diferencias de presiones relativamente bajas, en especial cuando son de un pequeño número de paletas. Este número puede ser desde dos hasta un máximo de 8 ó 10, muy raramente más. El material de las paletas tiene que ser, a la vez, liviano, resistente y de bajo coeficiente de fricción.



### 3.5 Bombas de cavidades progresivas

También llamadas bombas Mono<sup>3</sup>, constan de un rotor helicoidal de perfil transversal redondeado, que gira en una carcasa de sección transversal adecuada para confinar el fluido y transportarlo axialmente a medida que el rotor gira.



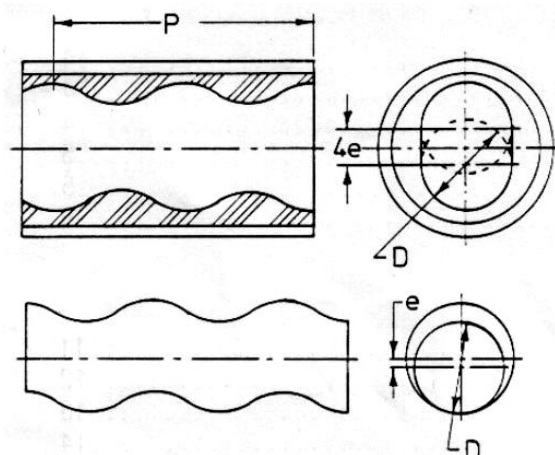
**Figura 3.8**  
**Bomba Mono**

Sea  $D$  el diámetro del rotor en cualquier sección transversal y  $e$  la excentricidad con que gira su centro; la sección transversal de la carcasa tiene la forma de dos semicírculos de diámetro  $D$  separados por un rectángulo de lados  $D$  y  $4e$  (véase Figura 3.9).

Debido a la rotación excéntrica del rotor, el par motor se le suele transmitir mediante un árbol con articulaciones cardán. Este árbol queda sumergido en el fluido impulsado, habitualmente del lado de entrada, aunque estas bombas pueden funcionar en cualquiera de los dos sentidos indistintamente (a menos de las fugas por el sellado entre el árbol motor y la carcasa).

Otro efecto de la rotación excéntrica del rotor es la vibración: son máquinas inherentemente desbalanceadas. Por ello no se hace girar el rotor a altas velocidades: es usual que  $N$  varíe entre 100 rpm y 300 rpm; un límite superior al cual rara vez se llega pueden ser los 1000 rpm. La vibración inducida es de baja frecuencia y relativamente alta amplitud, por lo que no se traduce en un ruido excesivo. Pero sí condiciona la fundación y el montaje requerido.

Estas bombas suelen usarse para materiales pastosos, de alta viscosidad, eventualmente con sólidos en suspensión. Los materiales de rotor, carcasa, árbol cardán y cojinetes suelen elegirse en función de las sustancias a impulsar. El rotor suele ser de acero, hierro fundido o acero inoxidable; la carcasa o estator suele ser de algún elastómero dentro de una envolvente de acero; el elastómero suele tener una buena resistencia al desgaste abrasivo.



**Figura 3.9**  
**Esquema de una bomba Mono**

<sup>3</sup> Inventada en 1930, por el profesor francés René Moineau

Se acostumbra que haya un leve ajuste de compresión entre rotor y estator, lo cual causa un par resistente adicional al requerido por el bombeo. En esos casos la bomba suele considerarse autocebante para alturas negativas en la succión de hasta 8 metros. En estos casos la bomba no debe operar en seco pues deterioraría el estator elastomérico.

El caudal es fácilmente controlable con la velocidad de rotación, la presión tiene mínimas pulsaciones y son de operación muy simple y exenta de problemas.

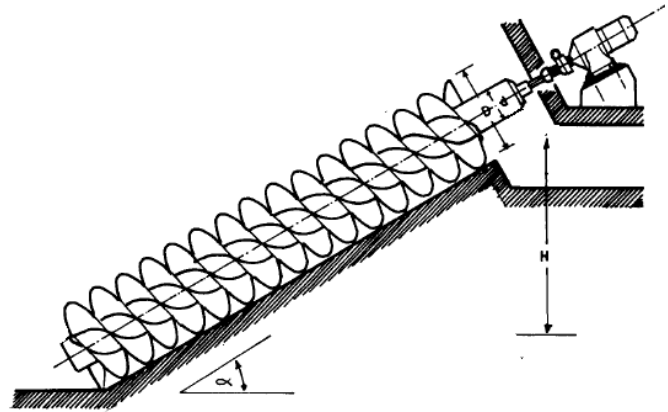
### 3.6 Bombas de tornillo

Estas bombas, al igual que las de cavidades progresivas, confinan el fluido entre un tornillo (entre dos filetes consecutivos) y una carcasa o envolvente que hermanan con las aristas del tornillo a medida que éste gira.

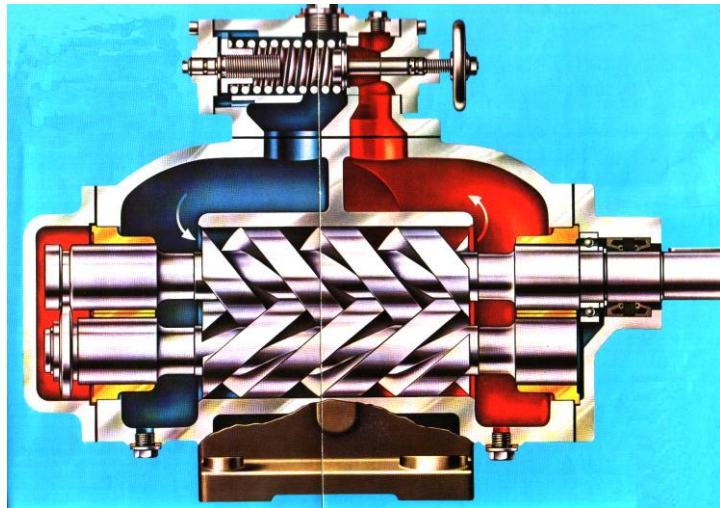
Una realización utilizada en obras de saneamiento es el llamado “tornillo de Arquímedes” (ver Figura 3.10), utilizado para elevar grandes caudales de fluidos a pequeñas alturas; suele ser de entrada y salida no confinada: toma de un tanque o canal abierto y lo envía a otro a nivel superior. Es utilizado, principalmente, en instalaciones de tratamiento de aguas residuales.

Otra realización es la configuración a doble tornillo (ver Figura 3.11), que traslada el fluido entre los filetes consecutivos de dos tornillos y la carcasa, simultáneamente.

En el tornillo de Arquímedes los filetes de rosca suelen ser de chapa relativamente fina; en cambio en las bombas de tornillo para mayores presiones los filetes suelen ser de sección rectangular o trapecial para disminuir las pérdidas volumétricas.



**Figura 3.10**  
**Tornillo de Arquímedes**

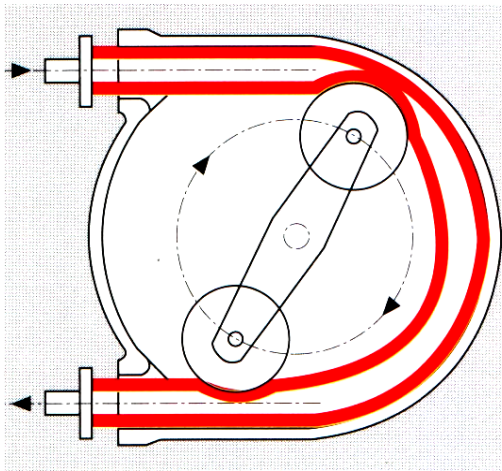


**Figura 3.11**  
**Bomba de doble tornillo**

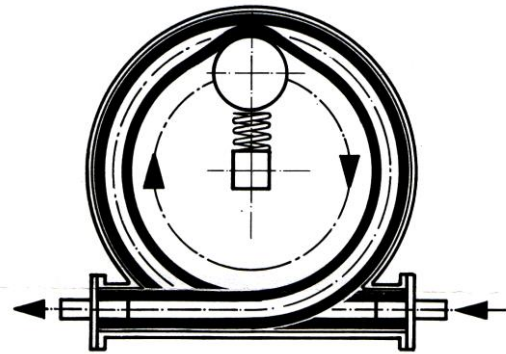
### 3.7 Bombas peristálticas

Estas bombas tienen un órgano rotatorio que no está en contacto con el fluido. Éste circula por el interior de un tubo flexible que es comprimido por unos rodillos, confinando así una cierta cantidad de líquido e impulsándolo hacia la descarga.

Se usa este tipo de bombas cuando se quiere evitar totalmente la posibilidad de fugas de fluido. También cuando se desea medir con precisión, como en actividades de laboratorio o en dosificación de productos químicos. Sólo se usan para caudales muy pequeños (habitualmente unos pocos litros por hora, nunca más de 12000 lt/h ni siquiera en los tamaños más grandes). Su debilidad radica en el tubo flexible: al estar sometido a flexiones repetidas suele deteriorarse y debe ser recambiado periódicamente. El material con que se construye este tubo debe ser, por un lado, lo más resistente posible a las flexiones repetidas; y por otra parte compatible con los fluidos que circulan.



**Figura 3.12**  
Bomba peristáltica de dos rodillos



**Figura 3.13**  
Bomba peristáltica de 1 rodillo