



Programa de la asignatura:

Diseño de sistemas hidráulicos

U2

Fundamentos de
turbomaquinaria y mecánica
de fluidos





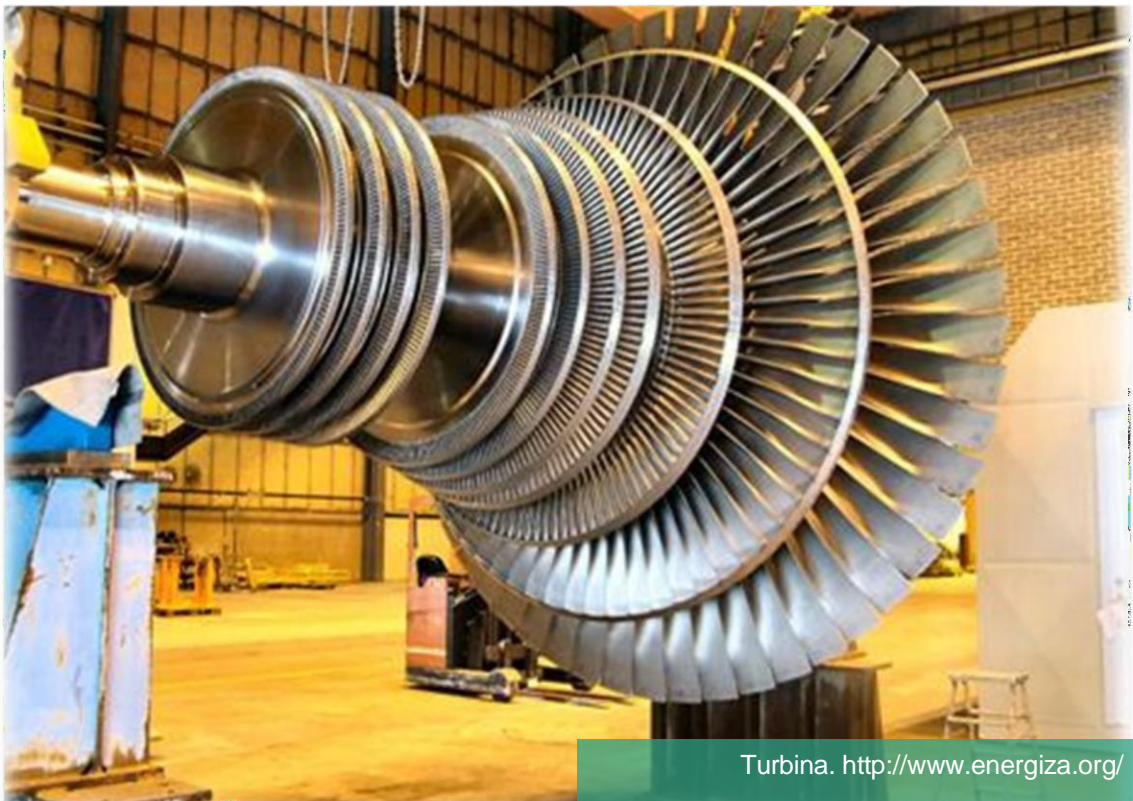
Índice

Presentación de la unidad	3
Propósitos	4
Competencia específica	5
2.1. Hidrostática	6
2.1.1. Ecuación fundamental de la hidrostática	6
2.2. Hidrodinámica	12
2.2.1. Ecuación fundamental.....	14
2.2.2. Ecuación de continuidad	20
2.3. Capa límite.....	21
2.3.1. Experimentación	22
2.3.2. Número de Reynolds.....	24
2.3.3. Perfiles de velocidad	24
2.4. Turbomaquinaria	25
2.4.1. Clasificación.....	26
2.4.2. Triángulo de velocidades.....	27
2.4.3. Grado de reacción.....	30
2.5. Bombas y accesorios	32
2.5.1. Bombas rotodinámicas.....	33
2.5.2. Bombas de desplazamiento positivo	45
2.5.3. Bombas rotoestáticas.....	48
2.5.4. Instrumentación.....	52
2.5.5. Válvulas	54
2.5.6. Canales abiertos	58
Para saber más.....	59
Cierre de la unidad.....	60
Fuentes de consulta.....	61



Unidad 2. Fundamentos de turbomaquinaria y mecánica de fluidos

Presentación de la unidad



Bienvenido(a) a la Unidad 2. Fundamentos de turbomaquinaria y mecánica de fluidos. En esta unidad se presentan los fundamentos teóricos sobre los conceptos útiles de la mecánica de fluidos para el diseño de sistemas hidráulicos, también una clasificación de los equipos para bombeo de fluidos y los componentes de uso común. Asimismo, se describen los modelos matemáticos que rigen la hidrostática y la hidrodinámica.

Retomarás conceptos que ya has aprendido en asignaturas anteriores para comprender la teoría básica de mecánica de fluidos empleada en el diseño de sistemas hidráulicos. Se presentan los fundamentos teóricos sobre la teoría de capa límite.

División de Ciencias de la Salud, Biológicas y Ambientales | Ingeniería en Energías Renovables 3



Con los conocimientos que obtendrás al concluir esta unidad, tendrás las bases necesarias para comprender y manejar los conceptos, así como teorías base que se presentan en la unidad 3.



Propósitos

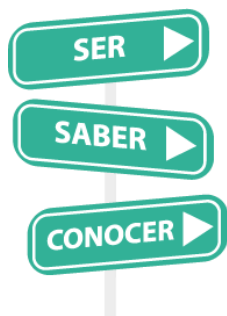


Al término de esta unidad lograrás:

- 1** **Identificar** los componentes específicos de un sistema hidráulico y su campo de aplicación.
- 2** **Calcular** cargas hidrostáticas e hidrodinámicas en un sistema hidráulico.
- 3** **Describir** el comportamiento de un fluido real y la teoría de capa límite.
- 4** **Describir** el funcionamiento de una turbomáquina y clasificarla según el grado de reacción.



Competencia específica



Unidad 2

Analizar los componentes de un sistema hidráulico para identificar el funcionamiento hidrostático e hidrodinámico a partir de modelos matemáticos que describe la mecánica de fluidos.



2.1. Hidrostática

La hidrostática es el estudio de los fluidos que se encuentran en equilibrio estático, es decir, no hay movimiento relativo entre sus partículas; por ejemplo, un fluido en reposo o un fluido contenido en un recipiente que tiene movimiento, ya sea que rote o que se desplace.

En esta sección se presenta el desarrollo de la ecuación fundamental de la hidrostática, la cual describe gran parte del comportamiento de un fluido en un sistema hidráulico. Las cargas hidrostáticas dentro de un sistema hidráulico suelen ser muy importantes sobre todo en los casos donde se deben elevar fluidos a gran altura.

2.1.1. Ecuación fundamental de la hidrostática

Para desarrollar la ecuación de la hidrostática se supone un fluido en reposo como lo muestra la figura inferior, donde se miden las alturas en el eje z , partiendo de la superficie libre que coincide con el valor de z cero. Aplicando la ecuación de equilibrio a un volumen infinitesimal como el que se encuentra del lado derecho de la gráfica con área A , se tendrán las fuerzas debido a la presión multiplicada por el área en el que se aplican, y el peso ejercido por la masa dentro del volumen seleccionado:

$$dW = \rho g A dz \quad (1)$$

La ecuación de equilibrio queda de la siguiente forma:

$$pA - (p + dp)A - \rho g A dz \quad (2)$$

Simplificando se tendrá la siguiente ecuación diferencial:

$$dp = -\rho g dz \quad (3)$$

Esta ecuación implica que la presión varía en la dirección z . El signo negativo de lado derecho de la ecuación indica que, si el cambio de altura es positivo, el cambio de presión será negativo; es decir, si aumenta la altura, la presión disminuye y si aumenta la profundidad, la presión aumenta.

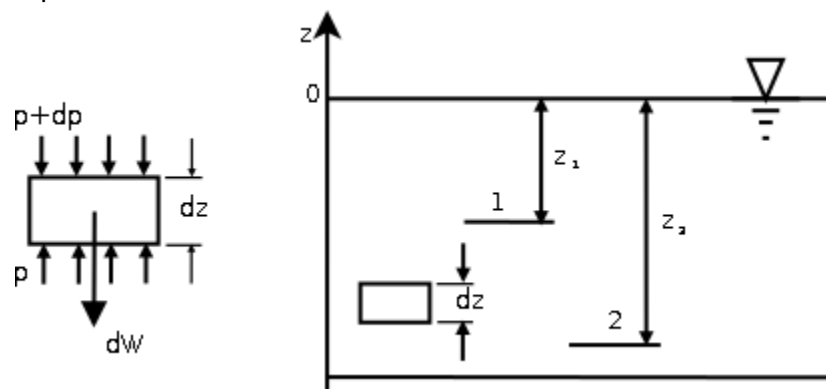


Figura 1. Esquema de la hidrostática.



Integrando la ecuación anterior se tiene:

$$\frac{p}{\rho} + zg = C \quad (4)$$

A esta ecuación se le conoce como la ecuación fundamental de la hidrostática y es válida para fluidos incompresibles, es decir, con densidad constante. A continuación, se presentan otras formas de esta ecuación, la constante C de cada ecuación es diferente.

$$\frac{p}{\rho g} + z = C \quad (5)$$

$$p + \rho gz = C \quad (6)$$

Si se integra la ecuación diferencial anterior del punto 2 al 1, arreglando los términos, queda:

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g \quad (7)$$

Suponiendo que $z_2 = z_1$ y sustituyendo en la ecuación anterior se obtendrá que $p_2 = p_1$; es decir, que en un fluido en reposo la presión es igual en todos los puntos de un plano horizontal. La superficie libre al formar un plano horizontal tiene la misma presión y su valor es la presión atmosférica.

Cuando se tienen varios fluidos en reposo que no se mezclan, la aplicación de la ecuación debe ser por secciones, usando en cada sección la densidad del fluido correspondiente.

Si ahora se integra la ecuación diferencial entre la superficie libre y un punto cualquiera con $z = h$, se tendrá:

$$\frac{p_{atm}}{\rho} = \frac{p}{\rho} + gh \quad (8)$$

Multiplicando por la densidad y despejando p se obtiene la presión absoluta para un punto con profundidad h .

$$p_{abs} = p_{atm} + \rho gh \quad (9)$$

La presión se puede medir en dos escalas: absoluta y relativa. En la escala absoluta la presión es igual a cero cuando se tiene un vacío ideal; por esto, en esta escala no existen presiones negativas. En la escala relativa la presión es medida tomando como punto de referencia la presión atmosférica y se le conoce como presión manométrica. Por lo tanto:

$$\text{Presión absoluta} = \text{Presión atmosférica} + \text{Presión manométrica}$$

La presión manométrica puede ser negativa e indica que es una presión de vacío, se puede presentar con signo positivo, indicando que es una presión vacuométrica.



En la siguiente figura se presentan las escalas esquemáticamente: la escala absoluta se representa con P y la escala manométrica con p , se representan las presiones de los puntos A, B y el cero en cada escala.

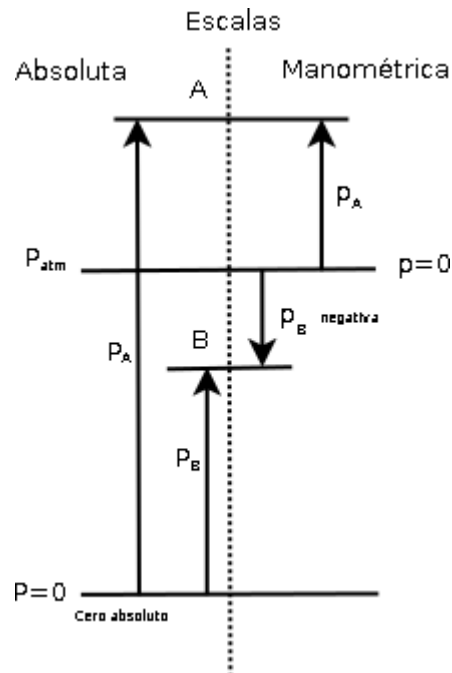


Figura 2. Esquema de las escalas.

Presión hidrostática sobre una superficie plana sumergida

Es útil conocer cómo actúan las fuerzas sobre superficies planas y curvas para el diseño de dispositivos sumergidos, como superficies en barcos, presas, obstrucciones de flujo, etc. Se necesita la magnitud y la ubicación de la fuerza sobre la superficie.

Para desarrollar la obtención de estos datos importantes, se considera la superficie con un ángulo de inclinación α , se muestra la vista lateral y la superficie plana en la figura siguiente. Las coordenadas xy son las coordenadas del plano de la superficie como lo indica el diagrama. La presión atmosférica actúa sobre ambas caras de la superficie, así que se puede trabajar con presiones manométricas.

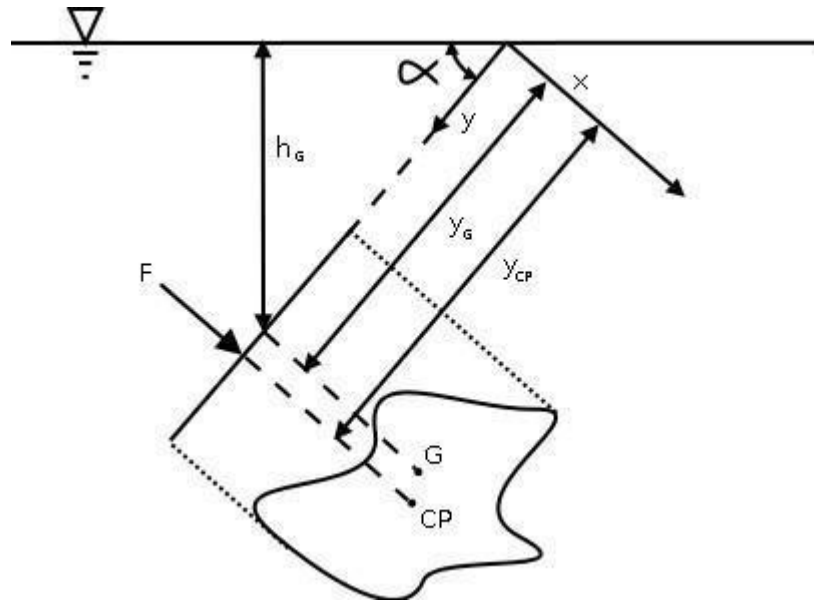


Figura 3. Esquema de superficie.

Para conocer la fuerza total sobre la superficie, debida a la presión del líquido, es necesario integrar la presión en toda el área.

$$F = \int_A p dA \quad (10)$$

La presión sobre la superficie estará dada por la ecuación de la hidrostática, la referencia es que la presión es cero a la altura 0, ya que se trabajó con presiones manométricas.

$$p = \rho g h \quad (11)$$

h es la distancia de un punto arbitrario a la superficie libre; ese punto también tiene una coordenada y que se obtiene por medio de la siguiente expresión (en la figura 3 se ve el origen del plano xy):

$$h = y \sin \alpha \quad (12)$$

Por lo tanto, la presión en función de la coordenada y es

$$p = \rho g y \sin \alpha \quad (13)$$

Una vez que se conoce la presión sobre la superficie plana, se procede a integrarla

$$F = \rho g \sin \alpha \int_A y dA \quad (14)$$

Recordando que la distancia a un centroide e_1 es:

$$y_G = \frac{1}{A} \int_A y dA \quad (15)$$



Así que

$$F = \rho g \sin \alpha y_G A \quad (16)$$

$$F = p_G A \quad (17)$$

La magnitud de la fuerza sobre la superficie es igual a la presión en el centro de gravedad por el área de la superficie. La presión en el centro de gravedad se obtiene conociendo la altura de la superficie libre al centro de gravedad h_G . Sin embargo, la fuerza no es aplicada en el centro de gravedad.

La fuerza se aplica en el centro de presión, en la figura 3 se muestra como el punto CP. El centro de presión es el punto donde la fuerza resultante generará un momento igual a la suma de momentos de las presiones sobre la superficie A, para obtenerlo se iguala el momento provocado por la fuerza resultante con la suma de momentos provocados por las presiones sobre la superficie A.

$$y_{CP} F = \int_A y p dA \quad (18)$$

Ya se había desarrollada la expresión de la presión p .

$$y_{CP} F = \rho g \sin \alpha \int_A y^2 dA \quad (19)$$

Recordando la definición de segundo momento del área con respecto al eje x y el teorema de transferencia del eje paralelo:

$$I_x = \int_A y^2 dA \quad (20)$$

$$I_x = I_{xG} + A y_G^2 \quad (21)$$

Donde I_{xG} es el segundo momento sobre el eje x del centroide. Continuando con la obtención de la coordenada y del centro de presión:

$$y_{CP} = \frac{\rho g \sin \alpha (I_{xG} + A y_G^2)}{\rho g \sin \alpha y_G A} \quad (22)$$

Por lo tanto:

$$y_{CP} = \frac{I_{xG}}{y_G A} + y_G \quad (23)$$

El desarrollo para la coordenada x_{CP} es similar. El momento provocado por la fuerza resultante F debe ser igual a la suma de momentos debido a la presión en toda la superficie. Después del desarrollo queda:

$$x_{CP} = x_G + \frac{I_{xyG}}{A y_G} \quad (24)$$



Presión hidrostática sobre una superficie curva cilíndrica sumergida

Se tiene la curva BC en la siguiente figura, se debe calcular la magnitud y la localización de la presión ejercida debido al fluido.

Es más sencillo calcular la fuerza que se ejerce sobre una superficie curva sumergida separándola en su componente horizontal y vertical.

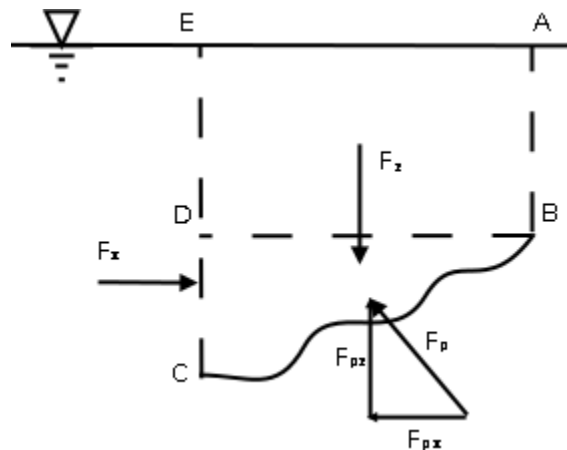


Figura 4. Esquema de la curva BC

Para obtener la componente horizontal F_{px} se aísla el fluido que se encuentra del lado izquierdo de la superficie delimitado por BCD. La ecuación de equilibrio muestra que $F_{px} = F_x$, la fuerza F_x .

Es igual a la presión que el fluido ejerce sobre el plano CD, su magnitud y el punto donde se ejerce es el centro de presión de la superficie, como se vio, para superficies planas sumergidas.

Para obtener la componente vertical, se considera el volumen ABDE. Se tiene que $F_{pz} = F_z$ donde F_z corresponde al peso del volumen aislado.

Las superficies cilíndricas son muy utilizadas para compuertas, vertederos y válvulas.

Flotación

La ley de flotación o principio de Arquímedes dice que un objeto recibe una fuerza de flotación igual al peso del líquido desplazado según Mataix (1986).

Se tiene el cuerpo sumergido en un líquido que está definido por BCDH; en la figura, sobre él hay dos fuerzas de presión: F_1 y F_2 .

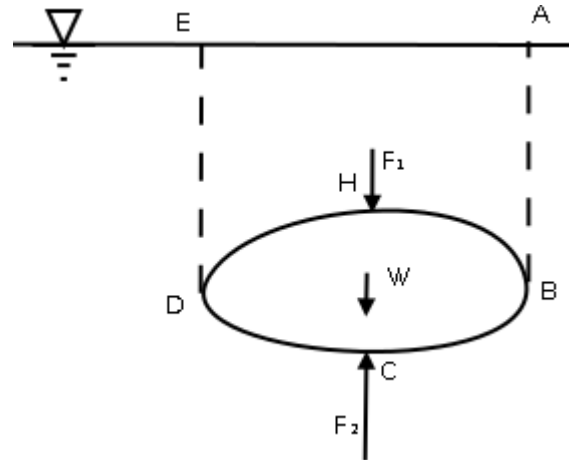


Figura 5. Esquema de flotación

F_1 corresponde al peso del líquido representado por ABHDE, mientras que F_2 corresponde al peso del líquido de ABCDE; entonces, el cuerpo está sujeto a una fuerza F_F que es la suma de las fuerzas descritas anteriormente.

$$F_F = F_2 - F_1 \quad (25)$$

F_F corresponde al peso del volumen del líquido, igual al volumen desplazado por el cuerpo BCDH, y se le nombra fuerza de flotación.

Entonces, el cuerpo está sometido a dos fuerzas: su peso y la fuerza de flotación. Existen tres opciones para este caso:

- Si el peso es mayor a la fuerza de flotación, el cuerpo se hunde.
- Si el peso es menor a la fuerza de flotación, el cuerpo sale a la superficie.
- Si el peso es igual a la fuerza de flotación, el cuerpo permanece sumergido.

El análisis de los fenómenos de hidrostática es una parte muy importante del diseño de un sistema hidráulico, tanto para la selección de equipos de bombeo, como de instrumentación y accesorios. La teoría sobre hidrostática también es empleada en el diseño de diversos elementos, como recipientes a presión, obras de contención hidráulica e instrumentación. Además, tiene importancia para el diseño de diversas máquinas hidráulicas.

2.2. Hidrodinámica

La hidrodinámica se dedica al estudio del movimiento de los fluidos, ya sea en conductos interiores o al exterior de un contorno, tiene un marco amplio de aplicaciones, desde el flujo en tuberías hasta resistencia de aviones y barcos. Estudiar el movimiento de un fluido tiene una complejidad alta, ya que, a diferencia de un sólido que es rígido, las partículas de un fluido se pueden desplazar de manera independiente unas de otras. Hay



que saber identificar las suposiciones correctas dependiendo del problema a resolver, si en un caso los efectos viscosos pueden ser omitidos o si el fluido es incompresible, se simplificarán las ecuaciones.

Clasificación del flujo de fluido

Existen flujos tridimensionales, bidimensionales y unidimensionales, éstos dependen de cuántas coordenadas espaciales se necesiten para definir su vector velocidad, además del tiempo que siempre está involucrado como variable. Las soluciones para el flujo tridimensional son complicadas, en ocasiones se pueden representar como un flujo bidimensional. El flujo plano es un ejemplo de flujo bidimensional. En el flujo unidimensional, su vector velocidad sólo depende de una variable espacial, como el flujo en tuberías o entre placas planas paralelas.

$$\text{Tridimensional: } v = v(x, y, z, t)$$

$$\text{Bidimensional: } v = v(x, y, t)$$

$$\text{Unidimensional: } v = v(x, t)$$

El flujo estacionario es aquél donde las características del fluido en cualquier punto no varían con el tiempo, aunque sí pueden variar de punto a punto.

Un flujo puede caracterizarse como flujo viscoso o flujo inviscido, este último es el flujo en el cual los efectos viscosos no influyen significativamente. Se pueden considerar como flujos inviscidos a los flujos externos. Los efectos viscosos están confinados a una delgada capa llamada capa límite, que es la capa más cercana a la superficie. Los flujos viscosos se dan en los flujos internos como flujos en tubos, conductos y canales abiertos. Los efectos viscosos causan una gran cantidad de pérdidas.

Un fluido viscoso puede clasificarse como flujo laminar o turbulento. En un flujo laminar, el fluido fluye sin mezclado de partículas, es un flujo ordenado que se mueve en láminas paralelas. En el flujo turbulento, los movimientos del fluido varían irregularmente, la velocidad y la presión muestran variaciones aleatorias con el tiempo.

Los flujos pueden ser continuos o discontinuos; eso depende de la velocidad del flujo con respecto al tiempo, si la velocidad es constante, se dice que es continuo, pero si tiene variaciones grandes, con el tiempo será un flujo discontinuo. En el flujo turbulento se toma el promedio de las cantidades físicas, si éstas no cambian con el tiempo, es un flujo continuo.



2.2.1. Ecuación fundamental

Es útil identificar el movimiento de los fluidos, por eso se requiere conocer su posición, su velocidad y su aceleración, para analizar cómo se comportarán ante ciertas situaciones.

Ecuaciones de aceleración

Se desarrollarán las ecuaciones de aceleración de una partícula que será utilizada posteriormente para llegar a la ecuación fundamental de la hidrodinámica.

La velocidad del fluido dependerá de la posición en la que se encuentre y del tiempo; se puede desarrollar por sus componentes en cada eje.

$$v_x = f_1(x, y, z, t)$$

$$v_y = f_2(x, y, z, t)$$

$$v_z = f_3(x, y, z, t)$$

El cambio de la velocidad dependerá del cambio de cada variable incluida en la ecuación; desarrollando cada componente queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} dv_x &= \frac{\partial v_x}{\partial t} dt + \frac{\partial v_x}{\partial x} dx + \frac{\partial v_x}{\partial y} dy + \frac{\partial v_x}{\partial z} dz \\ dv_y &= \frac{\partial v_y}{\partial t} dt + \frac{\partial v_y}{\partial x} dx + \frac{\partial v_y}{\partial y} dy + \frac{\partial v_y}{\partial z} dz \\ dv_z &= \frac{\partial v_z}{\partial t} dt + \frac{\partial v_z}{\partial x} dx + \frac{\partial v_z}{\partial y} dy + \frac{\partial v_z}{\partial z} dz \end{aligned}$$

Se divide a los miembros de las tres ecuaciones entre dt para obtener la aceleración.

Recordando la definición de velocidad en cada eje:

$$\frac{dx}{dt} = v_x$$

$$\frac{dy}{dt} = v_y$$

$$\frac{dz}{dt} = v_z$$



Se obtiene la componente de la aceleración en cada eje:

$$\begin{aligned}\frac{dv_x}{dt} &= \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \\ \frac{dv_y}{dt} &= \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \\ \frac{dv_z}{dt} &= \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}\end{aligned}$$

Ecuaciones de Euler

Ahora, considera el fluido aislado mostrado en la figura 6; el punto A se encuentra en el centro del paralelepípedo rectangular, se considera flujo estacionario y la gravedad es la única fuerza exterior que actúa sobre el fluido.

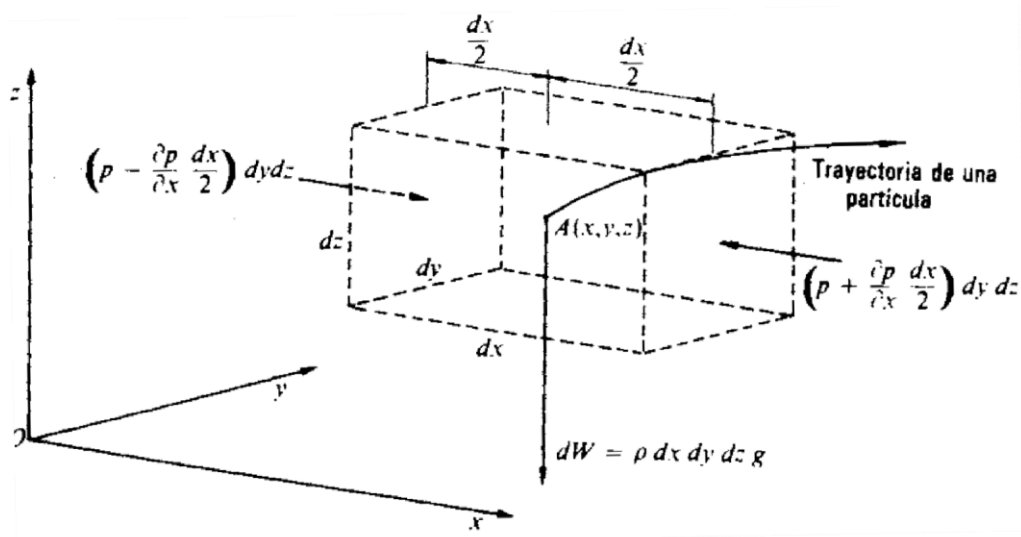


Figura 6. Partícula de fluido

En la figura sólo se muestra la presión ejercida sobre las caras normales al eje x, pero la fuerza de presión actúa sobre las seis caras del cubo. El eje z es el eje vertical con dirección positiva hacia arriba. La fuerza de la gravedad dW va en dirección negativa del eje z, y es igual a la masa por la gravedad.

La masa del fluido aislado es:

$$dm = \rho dx dy dz \quad (26)$$



por lo tanto, el peso:

$$dW = \rho g dx dy dz \quad (27)$$

La presión en la cara con normal al eje x positivo es igual a la presión en el punto A más el cambio de presión debido al desplazamiento sobre el eje x, que en este caso es negativo porque la cara está del lado izquierdo del punto A.

$$p + dp = p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (28)$$

La presión en la cara opuesta es:

$$p + dp = p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (29)$$

Recordando la segunda ley de Newton que dice que la suma de fuerzas es igual a la masa por aceleración, en este caso se aplicará para el eje x. Entonces, la masa por la aceleración en el eje x es igual a la suma de presiones sobre las caras con normal en dirección al eje x, es decir, las que se muestran anteriormente. La ecuación queda de la siguiente forma:

$$\rho \frac{dv_x}{dt} dx dy dz = \left(p - \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz \quad (30)$$

Dividiendo entre la masa y simplificando se tiene que:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (31)$$

O sustituyendo la expresión de la aceleración en el eje x, desarrollada al principio de esta unidad, tendrás:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (32)$$

Para el eje y se desarrolla de manera análoga, obteniendo:

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (33)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (34)$$

Para aplicar la segunda ley de Newton al eje z, se debe considerar, en la suma de fuerzas, la fuerza de la gravedad, dW , realizando el ejercicio de forma análoga al eje x y y.

Al final, se obtienen estas tres ecuaciones, una para cada eje de coordenadas:



$$\frac{dv_x}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\frac{dv_y}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}$$

$$\frac{dv_z}{dt} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}$$

O la otra versión con la aceleración desarrollada, que se conocen como las ecuaciones de Euler:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}$$

Recordando las suposiciones que se tuvieron para desarrollar las ecuaciones de Euler son: el flujo ideal e incompresible, régimen estacionario y la gravedad (como fuerza exterior única).

Ecuación de Bernoulli

Sumando las ecuaciones de Euler simplificadas después de multiplicarlas, cada una por su correspondiente diferencial dx , dy y dz , se obtendrá la siguiente ecuación:

$$v_x dx + v_y dy + v_z dz = -g dz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (35)$$

Ahora, se trabajará con el término izquierdo de la ecuación anterior.

Recordando la definición de velocidad y sustituyéndola, queda el primer término de la siguiente ecuación.

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = \frac{1}{2} d(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) = \frac{1}{2} d(v^2) \quad (36)$$

Al diferenciar el segundo término de la ecuación anterior, se comprueba la primera igualdad. El cuadrado de la diagonal de un paralelepípedo v es igual a la suma del cuadrado de sus aristas v_x , v_y y v_z ; así, queda demostrada la segunda igualdad.

Suponiendo un régimen estacionario (es decir, que no varían las características con el tiempo) la diferencial total de p es:



$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (37)$$

Con lo cual, sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la antepenúltima, se tiene:

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + \frac{d(v^2)}{2} = 0 \quad (38)$$

Al integrarla entre dos puntos 1 y 2, situados en una misma línea de corriente, y suponiendo que el fluido es incompresible, se obtendrá la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + g z_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (39)$$

$$\frac{p}{\rho} + g z + \frac{v^2}{2} = C \quad (40)$$

Si observas la ecuación, se puede ver que cada término representa energía.

La energía de presión específica $\frac{p}{\rho}$, la energía potencial específica $g z$ y la energía

cinética específica $\frac{v^2}{2}$.

Otras formas de expresar la ecuación de Bernoulli son:

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = C \quad (41)$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (42)$$

Los términos de las ecuaciones anteriores corresponden a alturas; a la suma del término de presión y de altura se le conoce como altura piezométrica y a la suma de los tres términos corresponde la altura total.

Esta ecuación, que se le conoce como la ecuación fundamental de la hidrodinámica o ecuación de Bernoulli, es una de las más utilizadas en la mecánica de fluidos. Su nombre debe a Daniel Bernoulli, un físico, matemático y médico holandés-suizo que en 1730 publicó su obra *Hidrodinámica*, donde expone este principio.

Para obtener esta ecuación, se hicieron varias suposiciones importantes de recordar porque acotan su campo de aplicación.

- Flujo no viscoso, viscosidad nula



- Flujo estacionario, cambio de la velocidad y la presión con respecto al tiempo igual a cero
- A lo largo de una línea de corriente
- Flujo incompresible, densidad constante

Si observamos la ecuación anterior, podemos ver que cada término representa energía.

La ecuación de Bernoulli está desarrollada para un fluido ideal con viscosidad cero, pero un fluido real tiene viscosidad diferente de cero; entonces, la ecuación de Bernoulli ya no es válida y para que lo sea se propone una ecuación de Bernoulli con pérdidas, la cual incluye un término debido a la pérdida por fricción, que es expresada en energía o en altura, dependiendo de la ecuación usada. Esta ecuación es válida para un fluido real.

Si, además, a la ecuación se le incluye la energía suministrada a la corriente al atravesar máquinas, como bombas, y se le resta la energía que cede al pasar por máquinas, como turbinas o motores, entonces, se le conoce como ecuación de Bernoulli generalizada:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum H_{1-2} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (43)$$

Donde:

$\frac{p_1}{\rho g}$ y $\frac{p_2}{\rho g}$ son las alturas de presión.

z_1 y z_2 son las alturas de energía potencial.

$\frac{v_1^2}{2g}$ y $\frac{v_2^2}{2g}$ son las alturas de velocidad.

$\sum H_{1-2}$ es la suma de las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2.

$\sum H_b$ es la suma de los incrementos de altura proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2.

$\sum H_t$ es la suma de los incrementos de altura absorbida por los motores instalados entre 1 y 2.

La teoría hidrodinámica complementa el diseño de los elementos que componen un sistema hidráulico. El desarrollo y el diseño de elementos encargados de medir flujo, así como bombas y turbinas rotodinámicas, están estrechamente relacionados con la teoría presentada en esta sección. Para el desarrollo de la siguiente unidad, será fundamental el uso tanto de la teoría hidrodinámica como de la hidrostática.



2.2.2. Ecuación de continuidad

El caudal o flujo Q es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente. Si la superficie es finita y no es plana, la dirección de la velocidad puede variar; por esto, para calcular el caudal se integra tomando la componente normal de la velocidad para cada elemento de área como lo muestra la siguiente ecuación.

$$Q = \int C_n dA \quad (44)$$

La velocidad media se obtiene al integrar la ecuación anterior y despejar la velocidad.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (45)$$

Lo que dice la ecuación de continuidad, también conocida como ecuación de conservación de masa, es que en un sistema la masa permanece constante, no se crea ni se destruye.

La ecuación de continuidad en régimen estacionario será:

$$\rho_1 c_1 dA_1 = \rho_2 c_2 dA_2 = \rho_3 c_3 dA_3 = C \quad (46)$$

Donde c_1 , c_2 y c_3 son las componentes normales de la velocidad en las secciones 1, 2, y 3.

Si la densidad es constante, es decir, es un fluido incompresible, la ecuación queda reducida a:

$$c_1 dA_1 = c_2 dA_2 = c_3 dA_3 = C \quad (47)$$

Otras formas de la ecuación son:

Ecuación de continuidad para un fluido compresible e incompresible

$$dG = \frac{cdA}{v} = C \quad (48)$$

Donde G es el caudal másico.



Ecuación de continuidad para un fluido incompresible

$$dQ = cdA = C \quad (49)$$

El caudal volumétrico es igual a la entrada y a la salida de una sección si el fluido es incompresible.

El caudal másico es constante siempre, ya sea para un fluido incompresible o compresible.

La ecuación de continuidad es un complemento teórico muy importante para el uso de las ecuaciones fundamentales de la hidrodinámica e hidrostática. En aplicaciones hidráulicas, se hacen suposiciones fundamentales que impiden el cambio de densidad y hacen posible el desarrollo y/o diseño de los elementos que componen un sistema hidráulico.

2.3. Capa límite

En el estudio de flujos externos, como flujos alrededor de cilindros o esferas, se observó que los efectos viscosos se dan sobre la superficie. Debido a su viscosidad, el fluido se adhiere al cuerpo; ahí, las fuerzas de fricción provocan el retraso del movimiento en una delgada capa cerca de la superficie. A esta capa se le conoce como capa límite y llega a medir del orden de micras o milímetros. La velocidad en esta capa va de cero, en la superficie, hasta la velocidad del flujo desarrollado.

En la figura siguiente se observa un perfil aerodinámico en el cual se hace un acercamiento en el punto A para apreciar el perfil de velocidades que se tiene en la capa límite. La velocidad del fluido en la superficie es igual a cero, excepto para el perfil a, que corresponde al perfil de velocidades de un fluido ideal. La velocidad v es la del flujo completamente desarrollado al exterior de la capa límite. Los perfiles b, c y d corresponden a perfiles de velocidad con diferentes números de Reynolds; se aprecia que la velocidad parte de cero en la superficie y aumenta cuando lo hace la altura, hasta llegar al valor de v , la velocidad del flujo desarrollado.

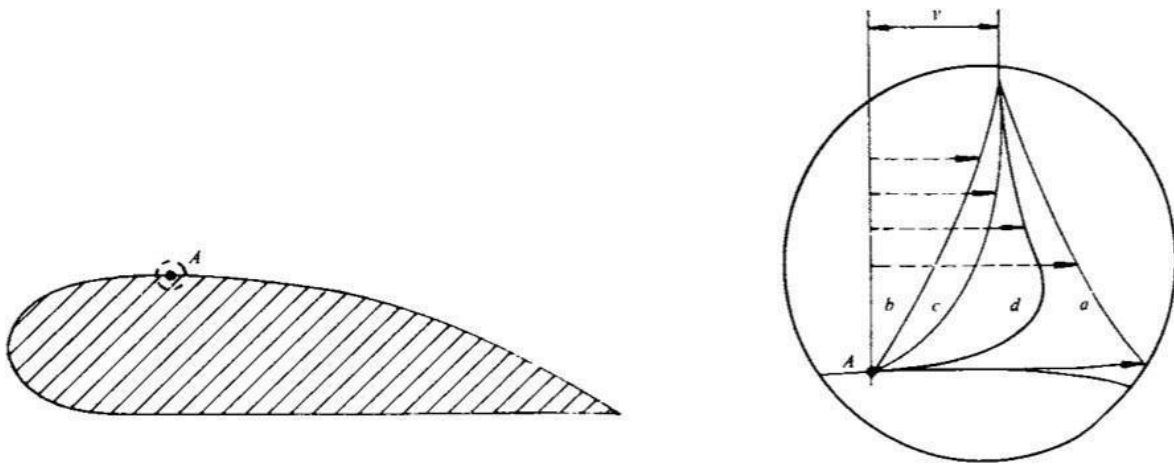


Figura 7. Perfiles de velocidad en una capa límite.

2.3.1. Experimentación

En casos de movimiento de agua o aire, los fluidos son muy importantes en aplicaciones de ingeniería: el número de Reynolds es muy grande porque su viscosidad es pequeña. Al tener valores de viscosidad baja, se podría esperar que los resultados de la teoría de fluidos ideales (es decir, fluidos inviscidos) coincidan con lo obtenido en experimentos. Para ciertos problemas como la formación de ondas y el movimiento de mareas, se han obtenido excelentes resultados. Para problemas como el movimiento de cuerpos sólidos a través de fluido o fluidos dentro de tuberías y canales, el uso de la teoría para fluidos ideales es limitado, porque las soluciones no satisfacen la condición de que, en la superficie del sólido, la velocidad es igual a cero, esto causa diferencias importantes.

La mayor diferencia entre la teoría de los fluidos ideal y la experimentación radica en la consideración de arrastre. La teoría de los fluidos ideales concluye que, cuando un sólido se mueve a través de un fluido en reposo, su arrastre es cero. Esto contradice el hecho de que el arrastre se ha medido en todos los cuerpos.

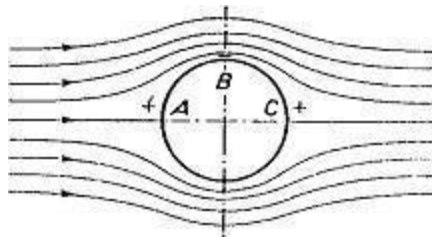


Figura 8. Líneas de corriente sobre un obstáculo cilíndrico.



En la figura de arriba se observa el arreglo de las líneas de corriente para un flujo sobre un cilindro circular considerando fluido ideal; no existe arrastre porque la distribución de velocidades es simétrica. La distribución de presiones para el fluido ideal se muestra en la figura de abajo, donde también se grafican mediciones tomadas durante un experimento, usando tres diferentes números de Reynolds. En los extremos de la gráfica, que corresponden al punto A, las mediciones coinciden con la teoría, pero en el punto C o 180° , en la gráfica, las mediciones se alejan de la teoría porque existe una fuerza de arrastre que no muestra la teoría del fluido ideal.

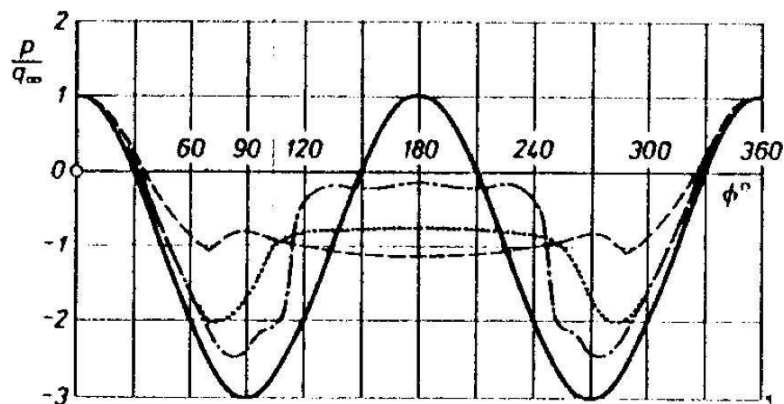


Figura 9. Comportamiento de un fluido real.

La siguiente figura muestra el diagrama del comportamiento del fluido real, se aprecia la capa límite sobre la superficie por donde recibe al fluido; después del punto B se separa la capa límite, provocando vórtices en la región separada; la diferencia de presiones entre ellos provocará arrastre.

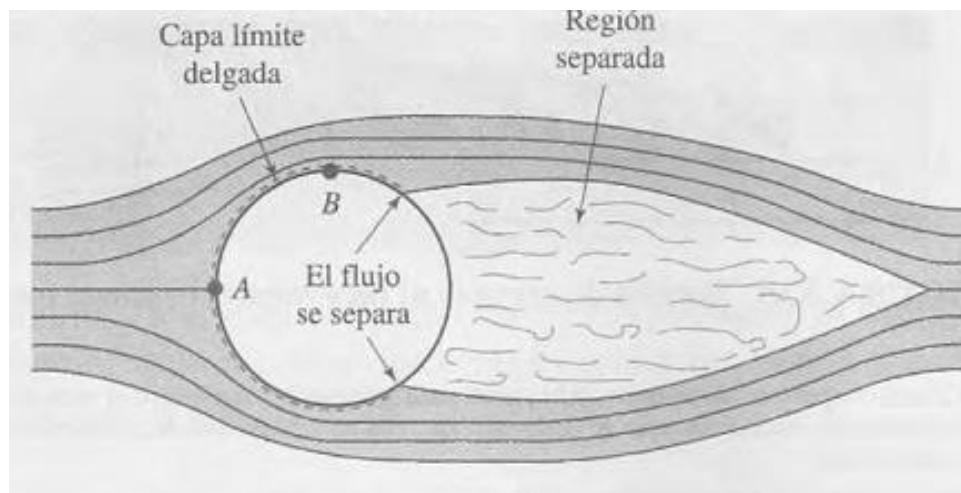


Figura 10. Desprendimiento de capa límite.



Es por estas grandes discrepancias en torno a la teoría del fluido real e ideal que es importante el conocimiento de la teoría de la capa límite.

2.3.2. Número de Reynolds

Un flujo viscoso puede clasificarse en flujo laminar o turbulento. El flujo es laminar o turbulento dependiendo de su comportamiento ante las perturbaciones, una perturbación puede aumentar o disminuir su tamaño. En un flujo laminar, si una perturbación aumenta, puede llegar a ser turbulento y si el flujo es turbulento la perturbación disminuye entonces puede transformarse en laminar.

Las condiciones de flujo están determinadas por tres parámetros: la escala de longitud del flujo, como puede ser el espesor de la capa límite o el diámetro de un tubo, la escala de velocidad, como la velocidad promedio, y la viscosidad cinemática. Un flujo puede llegar a ser turbulento si la escala de longitud y velocidad es suficientemente grande o la viscosidad cinemática es suficientemente pequeña.

La combinación de estos tres parámetros da el número de Reynolds que es adimensional y sirve para predecir el régimen de flujo. Este número es nombrado así en honor de Osborne Reynolds, ingeniero y físico irlandés que realizó importantes contribuciones a la dinámica de fluidos. La definición del número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v_{\infty} x}{\nu} \quad (50)$$

Donde x y v son longitud y velocidad característica y ν es la viscosidad cinemática.

Al observar la ecuación, se puede notar que es el cociente de la fuerza de inercia entre la fuerza de viscosidad.

Si el número de Reynolds de un flujo es pequeño, se encuentra en régimen laminar, y si es grande, el régimen es turbulento; un número de Reynolds crítico determina que tan pequeño o grande sea. Para un flujo en el interior de un tubo rugoso, el Reynolds crítico es de 2000, para flujo entre placas planas paralelas es 1500. El número de Reynolds es diferente para cada geometría.

2.3.3. Perfiles de velocidad

Los perfiles de velocidad, a lo largo de la capa límite de un flujo paralelo a una placa plana, se muestran en la siguiente figura. El primer perfil de velocidad, donde las velocidades son uniformes, corresponde a la parte donde no se han hecho presentes los



efectos viscosos; cuando el fluido en movimiento pasa sobre la placa, la velocidad del fluido sobre la superficie de la placa es igual a cero.

El espesor de la capa límite está marcado como δ y va aumentando conforme aumenta la distancia del borde de la placa; se muestra con una línea punteada que indica cuando se ha alcanzado el 99% de la velocidad del flujo exterior. El espesor de la capa límite es una función de la viscosidad.

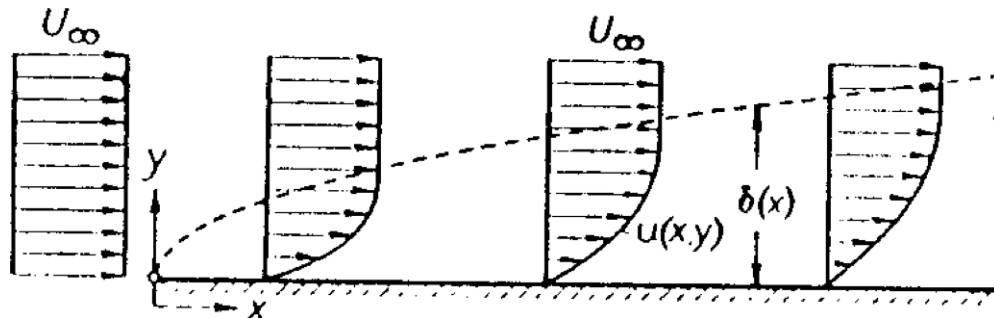


Figura 11. Perfiles de velocidad.

La teoría de capa límite es un complemento importante que permite comprender fenómenos que relacionan la viscosidad de los fluidos manejados en un sistema hidráulico. El entendimiento de los fenómenos que ocurren dentro de una capa límite permite una mejor toma de decisiones con respecto a la selección de los elementos que componen un sistema hidráulico, de acuerdo con las variaciones que puede tener la densidad de un fluido.

2.4. Turbomaquinaria

Las máquinas son dispositivos que transforman energía, absorben energía de una clase y restituyen energía de otra clase o de la misma clase, pero transformada. Éstas pueden clasificarse en máquinas de fluido, máquinas-herramienta, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas hidráulicas se encuentran dentro del grupo de las máquinas de fluido. Las máquinas de fluido son aquellas en que el fluido proporciona la energía que absorbe la máquina o donde es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

Las máquinas de fluido son muy diversas y se encuentran en gran variedad de formas y tamaños, lo cual les confiere gran cantidad de aplicaciones.

Las máquinas de fluido pueden dividirse en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

- La máquina hidráulica es aquella en la que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente su densidad en su paso a través de la máquina; por lo cual, el



diseño y estudio de éstas se realiza tomando en cuenta la hipótesis de que la densidad permanece constante.

- La máquina térmica es aquella en la que el fluido, en su paso a través de la máquina, varía sensiblemente su densidad.

2.4.1. Clasificación

La clasificación de máquinas hidráulicas se hace por medio del componente que intercambia energía directamente con el fluido, el cual puede ser un rodete o un pistón, además del tipo de movimiento que se realiza para el intercambio de energía, que puede ser de rotación o alternativo.

Teniendo en cuenta los dos elementos anteriores, las máquinas hidráulicas se pueden clasificar en turbomáquinas y máquinas de desplazamientos positivos o volumétricos.

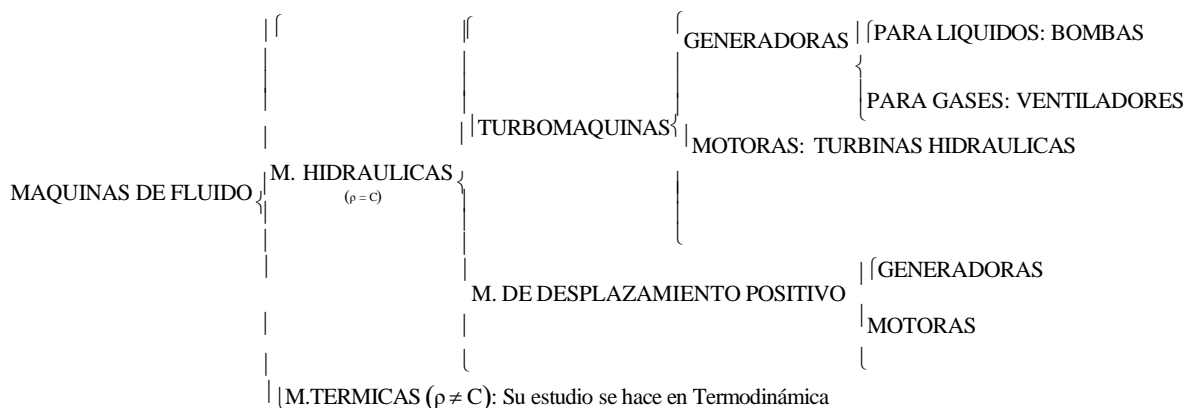


Figura 12. Clasificación de máquinas de fluido.

Las máquinas hidráulicas se separan en dos grupos, ya que las turbomáquinas y las máquinas de desplazamiento positivo tienen principios de funcionamiento distintos.

En las turbomáquinas, denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido, principalmente, son los que provocan la transformación de energía; en las máquinas de desplazamiento positivo, es el principio del mismo nombre por medio del cual se transforma la energía. Ambos principios de funcionamiento se describen con más detalle en el desarrollo de esta unidad.



2.4.2. Triángulo de velocidades

Para el estudio de turbomaquinaria, tanto hidráulica como térmica, se emplea la ecuación de Euler.

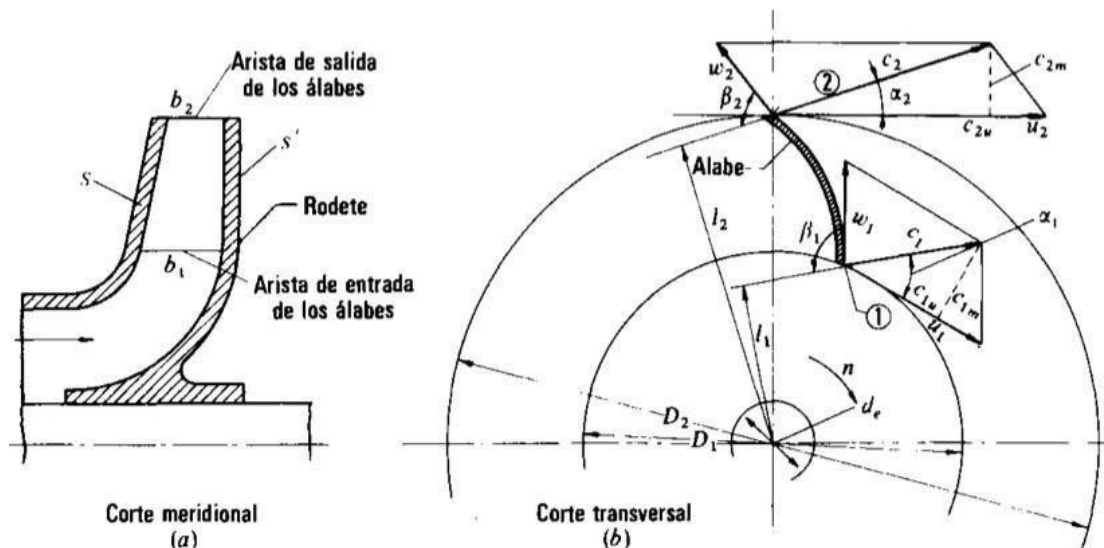


Figura 13. Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal.

En la figura anterior se muestra en (a) la forma real de uno de los álbes del rodete de una bomba vista de forma meridional, desde la parte inferior se encuentra la sección donde se presenta el ingreso del fluido o succión, y en la superior la descarga. En (b) se muestra una vista perpendicular al eje donde se puede apreciar la forma de un álabe (cilíndrica con generatrices paralelas al eje).

A partir de la figura anterior se realiza la deducción de la ecuación fundamental de las turbomáquinas.

Se supone que la figura anterior representa el rodete de una bomba centrífuga trabajando ya en estado o régimen permanente (es decir, que ha alcanzado su ritmo de trabajo normal después del arranque). El rodete gira con una velocidad periférica $u = \frac{\pi D_1 n}{60}$ en el

punto 1. Con relación al álabe, el fluido se mueve con una velocidad w_1 que se conoce como velocidad relativa de entrada.

Suponiendo que la velocidad w_1 es tangente al álabe y que ésta permanece así hasta la salida del rodete, es posible obtener las ecuaciones vectoriales.

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad (51)$$

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad (52)$$



Aplicando el teorema de cantidad de movimiento a la partícula considerada en la figura, se puede deducir el teorema de momento cinético.

$$d\bar{F} = dQ\rho (\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (53)$$

$$dM = dQ\rho (l_{c2} - l_{c1}) \quad (54)$$

Aplicando la hipótesis de teoría unidimensional, en la cual se considera que el rodete tiene un número de álabes infinito, con lo que se conseguiría guiar al fluido perfectamente a través del rodete.

$$M = Q\rho (l_{c2} - l_{c1}) \quad (55)$$

Según la figura se puede deducir que:

$$l_1 = r_1 \cos\alpha_1 \quad (56)$$

$$l_2 = r_2 \cos\alpha_2 \quad (57)$$

por lo tanto:

$$M = Q\rho (r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1) \quad (58)$$

Para obtener la potencia que el rodete comunica al fluido

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega (r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1) \quad (59)$$

donde: $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ velocidad angular del rodete en rad/s .

Por otra parte, si se considera la energía específica Y_u que el rodete comunica al fluido y el caudal másico, ambos en el SI:

$$P_u (W) = G \left| \frac{Y_u}{kg} \right| = Q \left| \frac{m^3}{s} \right| \rho \left| \frac{kg}{m^3} \right| g \left| \frac{m}{s^2} \right| H_u (m) \quad (60)$$

donde:

$$Y_u \left| \frac{J}{kg} \right| = Y_u \left| \frac{m^2}{s^2} \right| = H_u (m) g \left| \frac{m}{s^2} \right| \quad (61)$$

Igualando las dos expresiones de potencias anteriores y considerando que $r\omega = u$ y $c \cos\alpha = c_u$ se obtiene la ecuación de Euler:

$$Y_u = \pm (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \quad (62)$$



En la deducción de la ecuación se ha supuesto que se trata de una bomba centrífuga, la cual es una máquina generadora debido a que se está tomando en cuenta el par que comunica el rodete al fluido. Sin embargo, también existen los casos en los que el fluido comunica un par al rodete, con lo cual la máquina se vuelve motora. Si se tratara de deducir la ecuación de Euler para máquinas motoras, se tendría el mismo desarrollo sólo invirtiendo los signos en las ecuaciones vectoriales iniciales. Así, no sería la energía específica que da la máquina al fluido, sino la que absorbe la máquina. Por lo tanto, la expresión anterior tiene el signo \pm con lo cual se incluyen todas las H_u turbomáquinas, tanto generadoras como motoras (bombas, turbinas hidráulicas, turbinas térmicas, turbocompresores, ventiladores, etc.). Se debe tener en cuenta que para máquinas motoras se emplea el signo positivo, y para máquinas generadoras el negativo.

En las turbomáquinas hidráulicas suele preferirse el manejo de la ecuación de Euler en términos de altura útil, que suele denominarse altura hidráulica.

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad (63)$$

Un aspecto que es importante tener en cuenta es que, en la figura empleada para deducir la ecuación de Euler, los vectores de velocidad \vec{c}_1 y \vec{c}_2 se encuentran en el plano del dibujo. Sin embargo, éste es un hecho que sólo sucede en máquinas radiales; en general, en las turbomáquinas, estos vectores de velocidad pueden tener tres componentes distintas en cada punto. No obstante, al realizar el procedimiento para demostrar la ecuación de Euler, se llegaría al mismo resultado, ya que la componente axial de la velocidad es paralela al eje de la máquina volviéndose nula, y el momento creado por la componente, según el eje, también es nulo, ya que el vector de velocidad cruza al mismo eje.

Según la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de álabes, la altura expresada por la ecuación de Euler se denomina $H_{u\infty}$ y la altura intercambiada con un rodete, con un número finito de álabes, se denomina H_u . En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, pero no así en las bombas; por lo cual, en la unidad tres se desarrolla el concepto de rendimiento hidráulico.

En el estudio de todas las turbomáquinas, tanto hidráulicas como térmicas, se emplean los triángulos de velocidades a la salida y a la entrada. Estos triángulos se derivan de las ecuaciones vectoriales empleadas al inicio de la demostración de la ecuación de Euler.

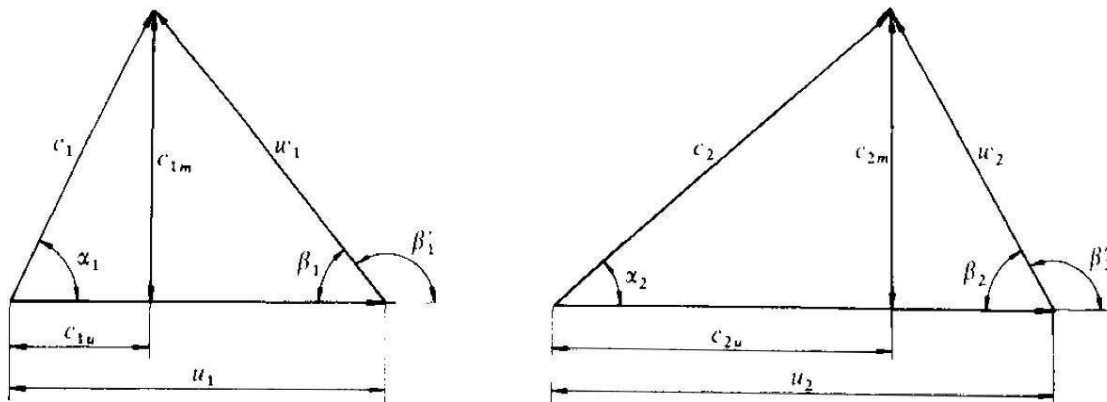


Figura 14. Triángulo de velocidad de entrada y salida.

Empleando la ley de cosenos, a partir de los triángulos de velocidades es posible deducir una segunda forma de la ecuación de Euler:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) \quad (64)$$

Al escribir la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, sin tener en cuenta las pérdidas dentro del mismo, se tiene:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right) \quad (65)$$

Al igualar las dos expresiones anteriores se hace evidente que el término $\pm \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ es la

altura dinámica, y los términos restantes, la altura de presión del rodete.

$$H_p = \pm \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \pm \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (66)$$

$$H_d = \pm \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (67)$$

Es importante conocer la teoría fundamental para el diseño de turbomaquinaria, ya que el conocimiento del diseño de las mismas y las características geométricas que son más importantes para su funcionamiento facilita el uso de teoremas que permiten la modificación de equipos comerciales.

2.4.3. Grado de reacción

En el manejo de turbomaquinaria se utiliza el grado de reacción para describir la forma en cómo trabaja el rodete. Es importante distinguir la diferencia que hay entre la altura de presión que da el rodete de la bomba y la altura de presión que da la bomba. La primera



suele ser menor, ya que la bomba cuenta con un sistema difusor que transforma la energía dinámica del rodete en energía de presión. De forma similar, esta diferencia se encuentra también en las turbinas.

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \quad (68)$$

El cociente de la altura da o absorbe el rodete, según sea el caso de una bomba o una turbina respectivamente; la presión total que entrega una bomba o absorbe una bomba es conocida como grado de reacción.

Siendo H_u siempre positivo:

- Si $H_p < 0$, el grado de reacción es negativo.
- Si $H_p = 0$, el grado de reacción es 0.
- Si $0 < H_p < H_u$, el grado de reacción está comprendido entre 0 y 1, que es el caso normal.
- Si $H_p > H_u$, el grado de reacción es mayor que 1.

A las máquinas con $\sigma = 0$ se les conoce como máquinas de acción. Todas las bombas son de máquinas de reacción. Las turbinas de acción son un tipo de turbina específica conocida como turbina Pelton. Si la bomba o turbina da o absorbe (según sea el caso respectivamente) la mitad de la energía en forma de presión y la otra mitad en energía dinámica, el grado de reacción es igual a $\frac{1}{2}$; frecuentemente, se construyen turbinas de vapor o gas con este grado de reacción.

El grado de reacción es una característica que, en la práctica, es utilizada con poca frecuencia comercialmente, pero que es una herramienta útil cuando se decide entre equipos que pudieran parecer semejantes.



2.5. Bombas y accesorios

Los equipos de bombeo, como se mencionó en temas anteriores, son transformadores de energía, los cuales reciben energía mecánica; la cual puede provenir de un motor eléctrico de combustión interna o de algún tipo de turbina térmica o hidráulica, y transforma en energía que puede ser absorbida por un fluido.

Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos; para cubrir las necesidades que representa trabajar con diferentes sustancias y condiciones de operación, se emplean diferentes materiales y tipos de construcción.

Los equipos de bombeo suelen dividirse en dos grandes grupos: bombas rotodinámicas, las cuales siempre tienen un movimiento rotativo y basan su funcionamiento en la ecuación de Euler; y las bombas de desplazamiento positivo, dentro de las cuales se encuentran máquinas con movimiento alternativo y otras con movimiento rotativo a las cuales se denomina rotoestáticas; ambas basan su funcionamiento en el principio de desplazamiento positivo.

Los accesorios que suelen emplearse en conjunto con un equipo de bombeo para el correcto funcionamiento de un sistema hidráulico son muy variados y cada uno cumple con una función o cubre una necesidad muy particular.



CLASIFICACION DE BOMBAS

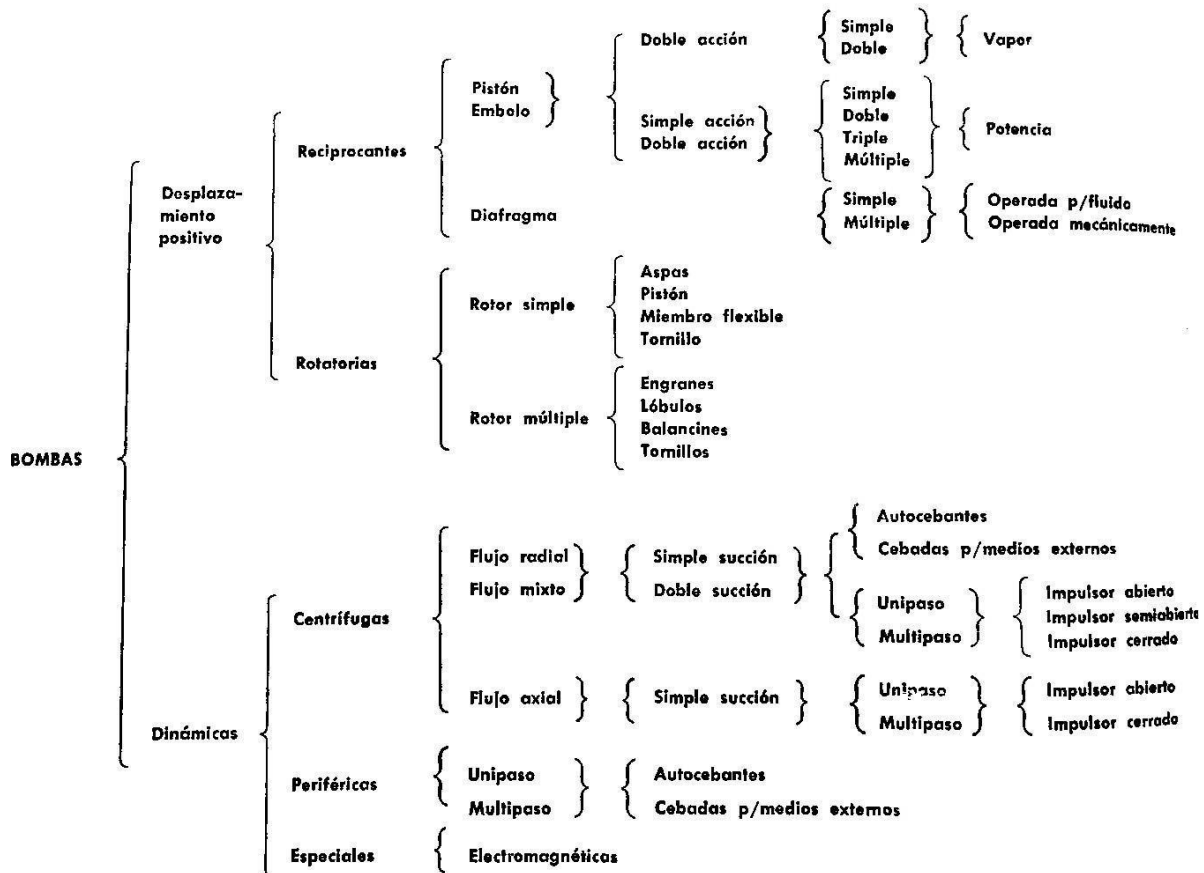


Figura 15. Clasificación de bombas hidráulicas.

2.5.1. Bombas rotodinámicas

Todas las bombas rotodinámicas son turbomáquinas y basan su funcionamiento en la ecuación de Euler; y el órgano transmisor de energía se conoce como rodete. Llevan el nombre de bombas rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica del rodete juega un papel esencial en la transmisión de energía.

Clasificación de las bombas rotodinámicas

Una forma de clasificación muy relevante en este tipo de bombas es según la dirección de flujo.

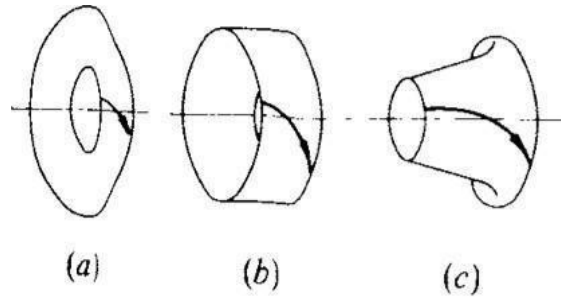


Figura 16. Trayectoria de una partícula de fluido en el rodete de una máquina: (a) radial, (b) axial, (c) semiaxial (radio-axial o de flujo mixto).

En una bomba de flujo radial no existen componentes de velocidad en dirección axial, sólo existen las componentes tangencial y radial con respecto al eje. Este tipo de bombas generalmente tiene impulsores angostos de baja velocidad específica, los cuales desarrollan cargas altas. El flujo es casi totalmente radial y la presión generada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.

En las bombas axiales sólo existen las componentes axial y periférica, por lo cual la fuerza centrífuga es nula. Una bomba de flujo axial no es una bomba centrífuga y son conocidas también como bombas de propela, las cuales tienen velocidades específicas altas.

En una bomba radioaxial se encuentran las tres componentes de velocidad. Este tipo de bombas son para cargas y gastos intermedios.

Además de clasificarse por la dirección de flujo, las bombas pueden clasificarse según:

- La posición del eje: bombas de eje horizontal, bombas de eje vertical y de eje inclinado.
- Según los niveles de presión generados: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.
- Según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración o de un flujo, de doble aspiración o de dos flujos (ambos lados del impulsor), succión negativa (nivel de líquido inferior al de la bomba), succión positiva (nivel de líquido superior al de la bomba), succión a presión.
- Según el número de rodets: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

Definiciones y partes constitutivas

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo; por lo cual, existe una innumerable cantidad de partes. El Instituto de Hidráulica de Estados Unidos ha numerado un total de 170 partes, de las cuales a continuación se presentan las utilizadas con mayor frecuencia:



1. Carcasa (A. Mitad inferior, B. Mitad superior)
2. Impulsor
4. Propela
6. Flecha
7. Anillo de desgaste de la carcasa
8. Anillo de desgaste del impulsor
9. Tapa de succión
11. Tapa del estopero
13. Empaque
14. Camisa de la flecha
15. Tazón de descarga
16. Balero (interior)
17. Prensaestopas
18. Balero (exterior)
19. Soporte para baleros
20. Tuerca de la camisa
22. Tuerca del balero
24. Tuerca del impulsor
25. Anillo de desgaste de la cabeza de succión
27. Anillo de la tapa del estopero
29. Jaula de sello
31. Alojamiento de balero (interior)
32. Cuña del impulsor
33. Alojamiento de balero (exterior)
35. Cuña de la propela
37. Tapa del balero
39. Buje del balero
40. Deflector
42. Cople (mitad motor)
44. Cople (mitad bomba)
46. Cuña del cople



- 48. Buje del cople
- 50. Tuerca del cople
- 52. Perno del cople
- 59. Tapa de registro
- 68. Collarín del a flecha
- 72. Collarín axial
- 78. Espaciador de balero
- 85. Tubo de protección de la flecha
- 89. Sello
- 91. Tazón de succión
- 101. Tubo de columna
- 103. Chumacera de conexión
- 123. Tapa de balero
- 125. Grasea de copa
- 127. Tubería de sello

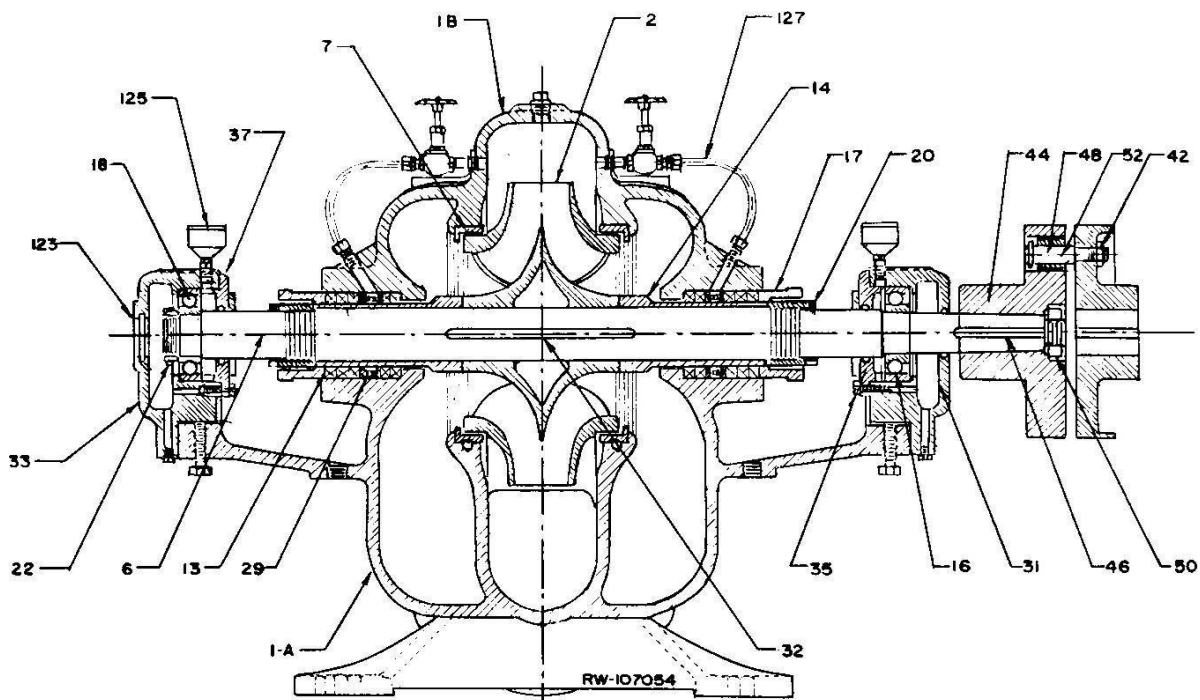


Figura 17. Partes constitutivas de una bomba centrífuga.



Carcasa

La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se hace mediante la reducción de la velocidad por un aumento gradual de área. Las carcasas se construyen con diferentes características según la necesidad o aplicación.

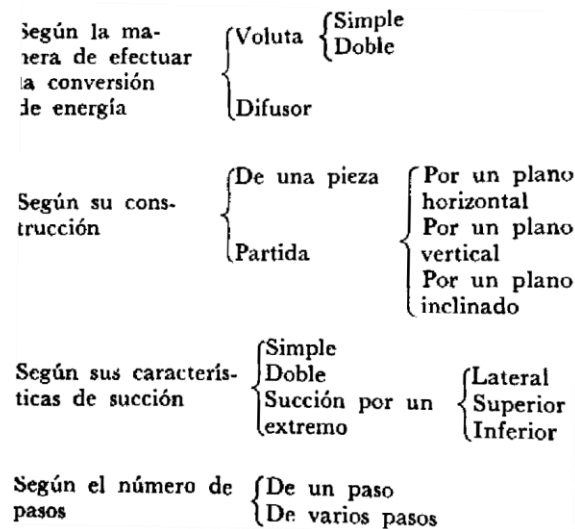


Figura 18. Clasificación de carcasas.

Dentro de la clasificación anterior de carcasas, el elemento más importante es la manera en cómo se efectúa la conversión de energía en la carcasa.

La carcasa tipo voluta es llamada así debido a su forma de espiral. El área en este tipo de carcasas va aumentando gradualmente alrededor del rodete, desde y hasta llegar a la garganta donde la bomba hace la descarga.

Debido a la asimetría de la voluta, en bombas de gran tamaño suelen presentarse problemas de desbalance, lo cual se manifiesta con la presencia de fuerzas radiales muy grandes. Este efecto, se hace más evidente cuando las bombas trabajan lejos de su punto máximo de rendimiento.

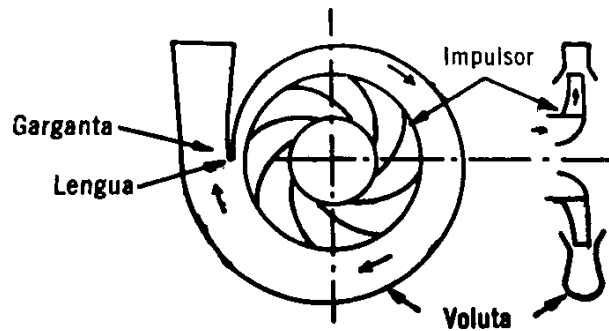


Figura 19. Carcasa tipo voluta.

La carcasa de tipo difusor consiste en una serie de aspas fijas que, además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro.

La aplicación más común de este tipo de carcasas es en las bombas de pozo profundo, las cuales son arreglos de bombas en serie montadas sobre un mismo eje.

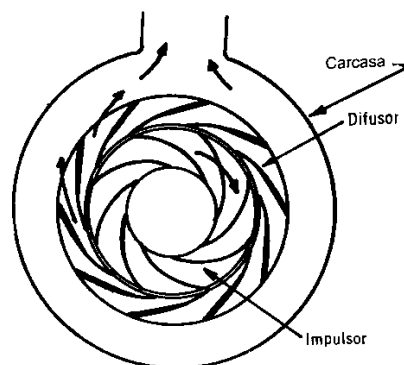


Figura 20. Carcasa tipo difusor.

Rodete o impulsor

El rodete es la parte más importante de la bomba, ya que es la que suministra la energía directamente al fluido, impartiendo la velocidad de la cual depende la carga de la bomba.

La clasificación de las bombas según la dirección de flujo ya sea radial, axial o mixto, y el tipo de succión que puede ser simple o doble, es válida de igual forma para clasificar los impulsores. Adicionalmente, éstos pueden tener otras características que también los distinguen y mediante las cuales se puede hacer una clasificación.

Según la forma de las aspas, los rodetes pueden ser de curvas radiales, de aspas tipo Francis, de aspas para flujo mixto o aspas tipo propela.

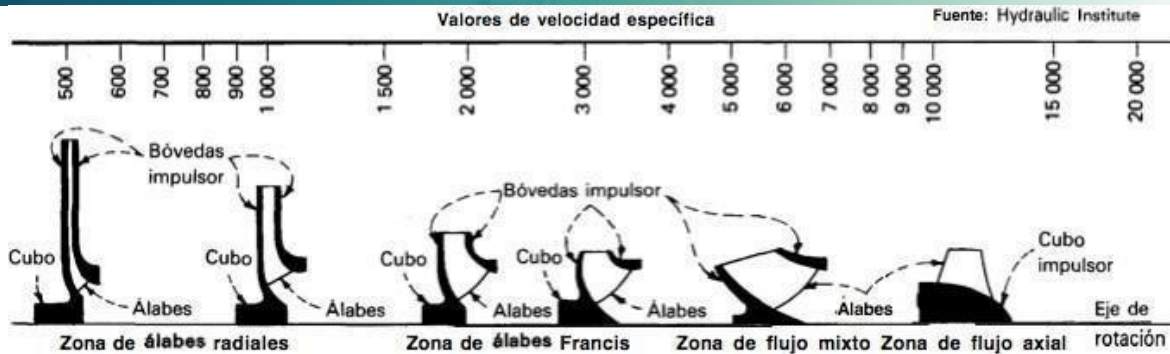


Figura 21. Escala de velocidades específicas en rodets.

Una característica de construcción muy importante de los impulsores son las caras en el rodete; pueden ser cerrados, semiabiertos o totalmente abiertos.

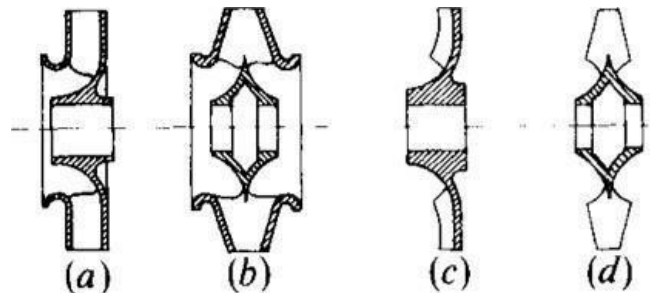


Figura 22. 8. (a) Rodete cerrado de aspiración simple, (b) rodete cerrado de aspiración doble, (c) rodete semiabierto, (d) rodete abierto.

Número específico de revoluciones

La forma más precisa para diferenciar las bombas rotodinámicas, cuando éstas tienen características geométricas similares, o pertenecen a una misma familia, es asignándoles un número referente a su velocidad específica.

$$\eta_s = nP^{1/2}H^{-5/4} \quad (69)$$

Cabe destacar que cada familia de bombas rotodinámicas tiene un número específico de revoluciones; de esta forma, se agrupan las bombas con características geométricas semejantes.

Otra forma de la ecuación para calcular el número específico de revoluciones se presenta a continuación.



La potencia de una bomba se expresa de la siguiente manera:

$$P = Q\rho gH [=](W) \quad (70)$$

$$P = \frac{Q\rho H}{75} [=]CV \quad (71)$$

Sustituyendo se tiene:

$$n_s = n \left(\frac{Q\rho H}{75} \right)^{1/2} H^{-5/4} \quad (72)$$

Considerando la densidad del agua como 1000 kg/m³:

$$\eta_s = 3.65nQ^{1/2}H^{-5/4} \quad (73)$$

Tipos constructivos

- Bomba de carcasa seccionada. El desarrollo y construcción de estas bombas tiene el propósito de facilitar el mantenimiento e inspección de los componentes internos de la bomba.



Figura 23. Bomba de carcasa seccionada de KSB.

- Bomba de monobloc. Este tipo de bombas suelen ser de tamaños relativamente pequeños y son de una instalación muy simple, por lo cual son muy populares. El motor y la bomba suelen tener un solo apoyo, quedando la bomba instalada en voladizo desde el motor.

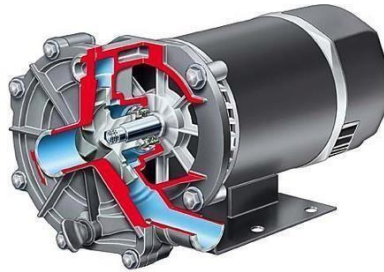


Figura 24. Bomba de tipo monobloc.

- Bombas de doble aspiración. Este tipo de bombas son adecuadas para grandes caudales.

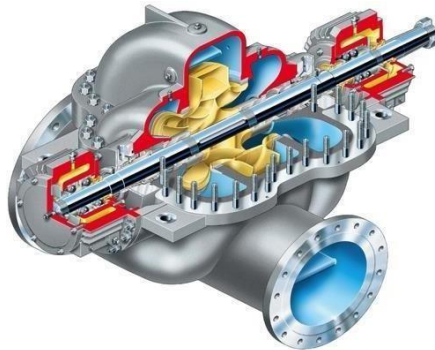


Figura 25. Bomba de doble aspiración.

- Bombas de hélice. Este tipo de bombas es adecuado para cuando se requieren grandes caudales con pequeñas alturas de elevación.



Figura 26. Bomba de hélice o axial.



- Bombas con múltiples escalonamientos. Este tipo de bombas son muy efectivas cuando se requieren caudales pequeños a grandes alturas efectivas, como puede ser el caso de calderas o generadores de vapor.



Figura 27. Bomba multietapa horizontal de KSB.

- Bombas de pozo profundo. Este tipo de bombas son similares a las anteriores, la diferencia es que tienen un diseño tal, que permite instalarlas en pozos y, comúnmente, sumergidas; el motor eléctrico se encuentra en el exterior, conectado mediante ejes de varios metros de longitud.

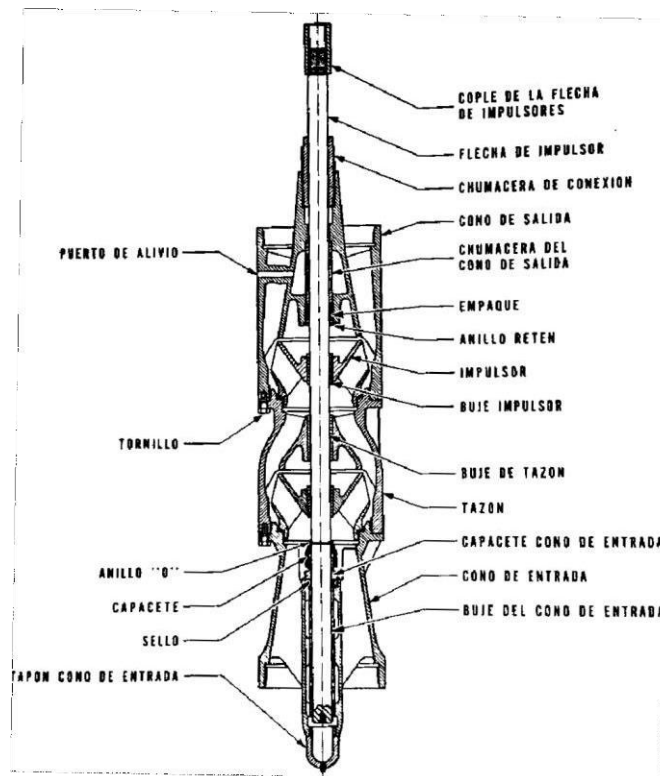
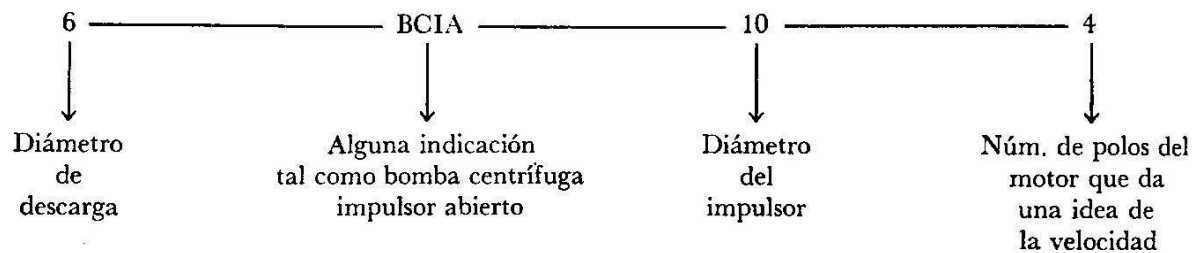


Figura 28. Corte de sección de una bomba de pozo profundo.



Tamaño

El tamaño de las bombas centrífugas y sus partes constitutivas está determinado por el diámetro interior de la brida de descarga. Sin embargo, es necesario hacer referencia al diámetro del impulsor, ya que esto, además de las rpm con que gira, determina el flujo que puede dar la bomba. Los fabricantes suelen usar diferentes nomenclaturas, que se colocan en las bombas para identificarlas, un ejemplo básico de lo que suele anotarse en este tipo de nomenclatura es la figura siguiente:



Sentido de rotación

El sentido de rotación de una bomba se observa desde el cople de conexión de la bomba o desde el lado del motor. El sentido de giro en una bomba rotodinámica puede ser en contra o siguiendo el sentido de las manecillas del reloj.

Clasificación según los materiales de construcción

Según el material de construcción, las bombas suelen designarse de la siguiente manera:

- Bomba estándar (fierro y bronce)
- Bomba toda de fierro
- Bomba toda de bronce
- Bomba de acero con partes internas de fierro o acero inoxidable
- Bombas de acero inoxidable

También suelen emplearse otro tipo de materiales o aleaciones como porcelana, vidrio, hules, grafito, etcétera.

El material con el que se construye una bomba está determinado por la naturaleza del líquido manejado y por las condiciones de operación.

Así, por ejemplo, para la alimentación de agua potable, la construcción suele emplearse en hierro y bronce. Otro ejemplo son las bombas de pozo profundo que suelen emplear los siguientes materiales:

- Tazones-fierro



- Impulsores-bronce
- Flechas de impulsor-acero inoxidable 13% Cr
- Flechas de línea-acero al carbón
- Chumaceras-bronce
- Tuberías-acero
- Cabezal de descargas-fierro o acero

En la tabla siguiente se muestran los materiales de construcción por cada parte en diferentes tipos de bomba.

Parte	Bomba estándar	Bomba de fierro dúctil	Bombas de acero	Bombas de acero inoxidable	Bombas de acero duplex ⁽¹⁾
Carcasa	Fierro	Fierro dúctil	Acero	Acero inoxidable	Acero duplex
Cabeza de Succión	Fierro	Fierro dúctil	Acero	Acero inoxidable	Acero duplex
Impulsor	Bronce	Fierro o fierro dúctil	Fierro, acero o acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero duplex
Anillos de desgaste	Bronce	Fierro	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero duplex
Difusores	Fierro	Fierro o fierro dúctil	Acero	Acero inoxidable	Acero duplex
Flecha	Acero	Acero	Acero o acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero duplex
Camisa de flecha	Bronce	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero duplex
Prensaestopas y partes pequeñas	Bronce	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero inoxidable	Acero duplex
Soporte de rodamientos o baleros	Fierro	Fierro	Fierro o acero	Fierro o acero	Acero

(1) Se denomina acero duplex a aquel que combina en su estructura las fases austenítica y ferrítica. Ejemplo, ASTM A890Gr3A. Siendo su característica principal la extraordinaria resistencia a la corrosión localizada (cavidades o picaduras), gracias a su doble estructura favorecida por la presencia del nitrógeno.

Figura 29. Materiales de construcción de bombas.

En general, las condiciones que se toman en cuenta para la selección de los materiales de construcción en una bomba son:

- Corrosión del líquido manejado
- Acción electroquímica
- Abrasión de los sólidos en suspensión
- Temperatura de bombeo
- Carga de operación
- Vida esperada



2.5.2. Bombas de desplazamiento positivo

El segundo grupo de gran importancia en que se pueden dividir las bombas son las máquinas de desplazamiento positivo. El principio de funcionamiento es distinto y más simple comparado con las bombas rotodinámicas.

Mientras que las turbomáquinas se han empleado de forma casi exclusiva para el bombeo de líquidos y gases, las bombas de desplazamiento positivo han encontrado utilidad en campos distintos como sistemas de control hidráulico o neumáticos, además de dispositivos de transmisión de potencia.

Principio de desplazamiento positivo

El principio del desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución de volumen en una cámara.

Según se muestra en la figura siguiente, cuando un émbolo se desplaza a velocidad uniforme V , hay un fluido a presión p . Supón que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos e indeformables y que el fluido es incompresible.

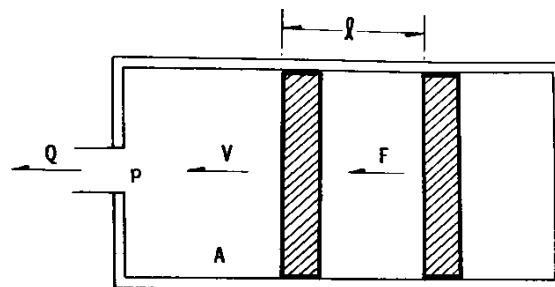


Figura 30. Principio de desplazamiento positivo.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo, al moverse, desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a $A \cdot l$, donde A es el área transversal del émbolo. Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será $A \cdot l$. El tiempo t empleado en recorrer la distancia l es:

$$t = \frac{l}{V} \quad (74)$$

El gasto Q , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{A \cdot l}{t} = AV \quad (75)$$



Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV \quad (76)$$

Pero

$$F = pA \quad (77)$$

$$P = FV = pAV = Qp \quad (78)$$

El principio de desplazamiento está fundamentado, principalmente, en un cambio de volumen, por eso a este tipo de máquinas también se les conoce como volumétricas.

Cuando se habla de bombas volumétricas, suele tratarse por separado a las bombas reciprocantes o alternativas o de émbolo, y como un grupo diferente las bombas rotoestáticas o simplemente máquinas rotatorias.

Las bombas de émbolo tienen diferencias muy específicas en comparación con las bombas rotodinámicas. Las bombas de émbolo son adecuadas para grandes presiones y caudales pequeños, y las bombas rotodinámicas se emplean cuando se requieren grandes caudales con presiones no muy elevadas. Las bombas de émbolo trabajan bajo un régimen de revoluciones pequeño comparado con una bomba rotodinámica. Las bombas de émbolo suelen tener una mejor eficiencia y una mayor altura de aspiración (este último concepto será desarrollado en la tercera unidad de esta asignatura). En las bombas rotodinámicas varía el caudal al variar la presión, mientras que en una de desplazamiento positivo se mantiene prácticamente constante.

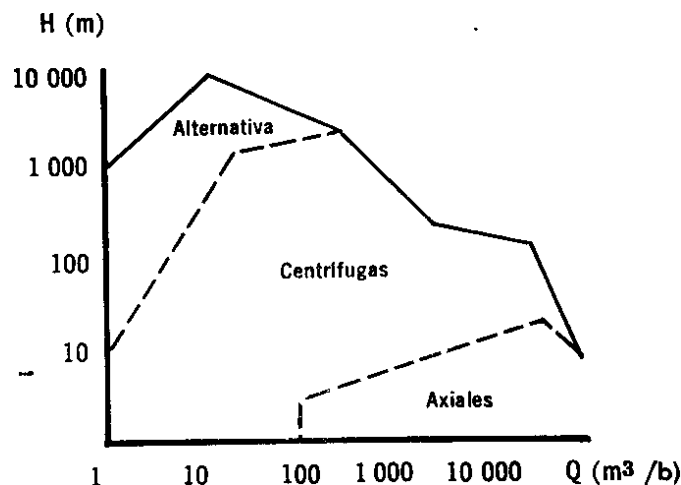


Figura 31. Campos de aplicación para diferentes tipos de bomba.

Caudal en una bomba de émbolo

La mecánica de funcionamiento de una bomba de émbolo está basada en el mecanismo manivela-biela-deslizadera. Para poder calcular el caudal o gasto teórico de una bomba



de émbolo, es necesario conocer el diámetro del émbolo (corredera) D , y la longitud de la manivela R , así como su velocidad de giro en rpm N .

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \frac{2RN}{60} \quad (79)$$

Existen bombas de desplazamiento positivo que son de flujo regulable, en el caso de una bomba de pistón, esto se realiza al modificar la carrera del pistón.

Componentes de una bomba de émbolo

De acuerdo con los lineamientos del Hydraulic Institute, las partes que constituyen una bomba de un solo émbolo son:

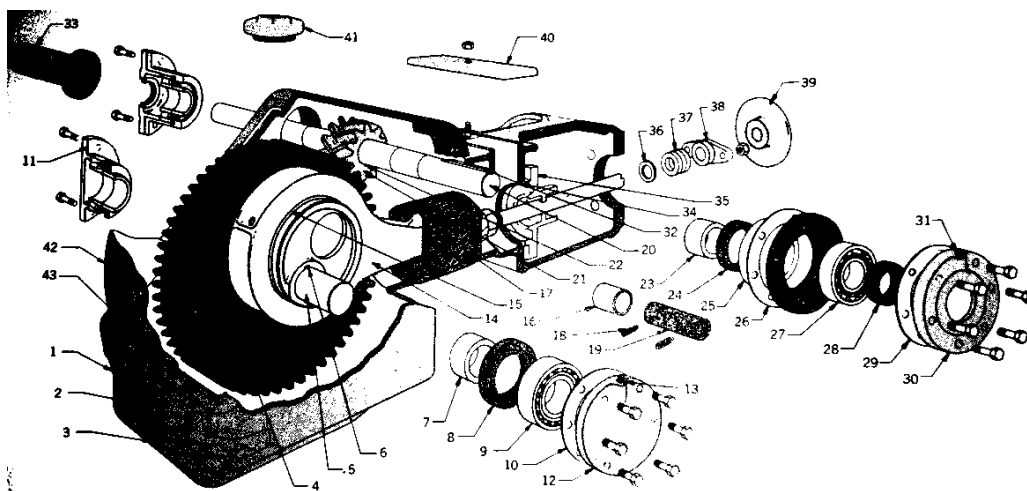


Figura 32. Componentes de una bomba de un solo émbolo.

1. Soporte del bastidor
2. Tapón para nivel de aceite
3. Tapón para el drenaje de aceite
4. Excéntrico
5. Flecha del excéntrico
6. Cuña del excéntrico
7. Buje del sello del excéntrico
8. Sello de la flecha del excéntrico
9. Balero de la flecha del excéntrico
10. Junta de la placa lateral
11. Laina de la placa lateral
12. Placa lateral para la flecha del excéntrico
13. Grasera de la placa lateral
14. Biela
15. Metales de la biela
16. Buje del perno de la cruceta
17. Cruceta
18. Prisionero del perno
19. Perno de la cruceta
20. Flecha de mando
21. Piñón
22. Cuña del piñón
23. Buje del sello de la flecha motriz
24. Sello del alojamiento de balero de la flecha motriz
25. Alojamiento de balero de la flecha
26. Junta del alojamiento del balero de la flecha motriz
27. Balero de la flecha motriz
28. Sello de la placa lateral de la flecha motriz



- | | |
|---|--|
| 29. Junta de la placa lateral de la flecha motriz | 36. Roldana del empaque de la cabeza retén de aceite |
| 30. Placa lateral de la flecha motriz | 37. Empaque de la cabeza retén de aceite |
| 31. Grasea de la flecha motriz | 38. Prensa-estopas de la cabeza retén de aceite |
| 32. Cuña de la flecha motriz | 39. Tapa del balero del pistón |
| 33. Manguito de extensión de la flecha motriz | 40. Placa para registro de mano |
| 34. Junta de la cabeza retén de aceite | 41. Tapón para llenado |
| 35. Cabeza retén de aceite | 42. Bastidor superior |
| | 43. Junta del bastidor |

2.5.3. Bombas rotoestáticas

Las bombas rotoestáticas, o simplemente máquinas rotatorias, se rigen por el principio de desplazamiento positivo.

Algunas características importantes de este tipo de bomba son:

- Flujo constante, como en las bombas centrífugas y manteniendo el efecto de alta presión de una bomba recíproca.
- Pueden manejar líquidos muy densos o muy delgados, así como fluidos bifásicos.
- Pueden manejar líquidos con viscosidades muy altas.
- No requieren de válvulas para su funcionamiento a diferencia de las bombas de émbolo.



Según el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos, las bombas rotoestáticas se pueden clasificar de la siguiente manera:

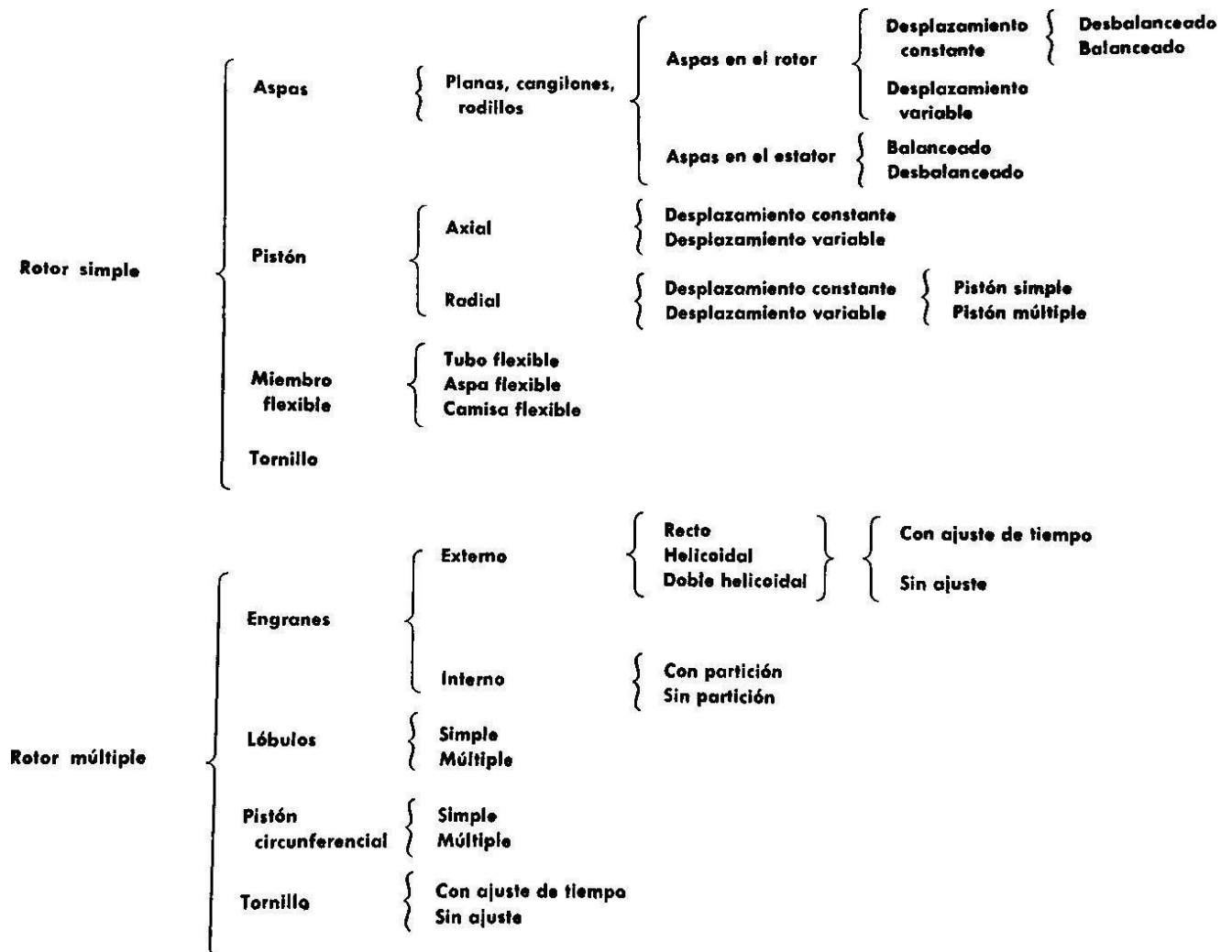


Figura 33. Clasificación de bombas rotoestáticas.



Algunos tipos de bombas rotoestáticas son:

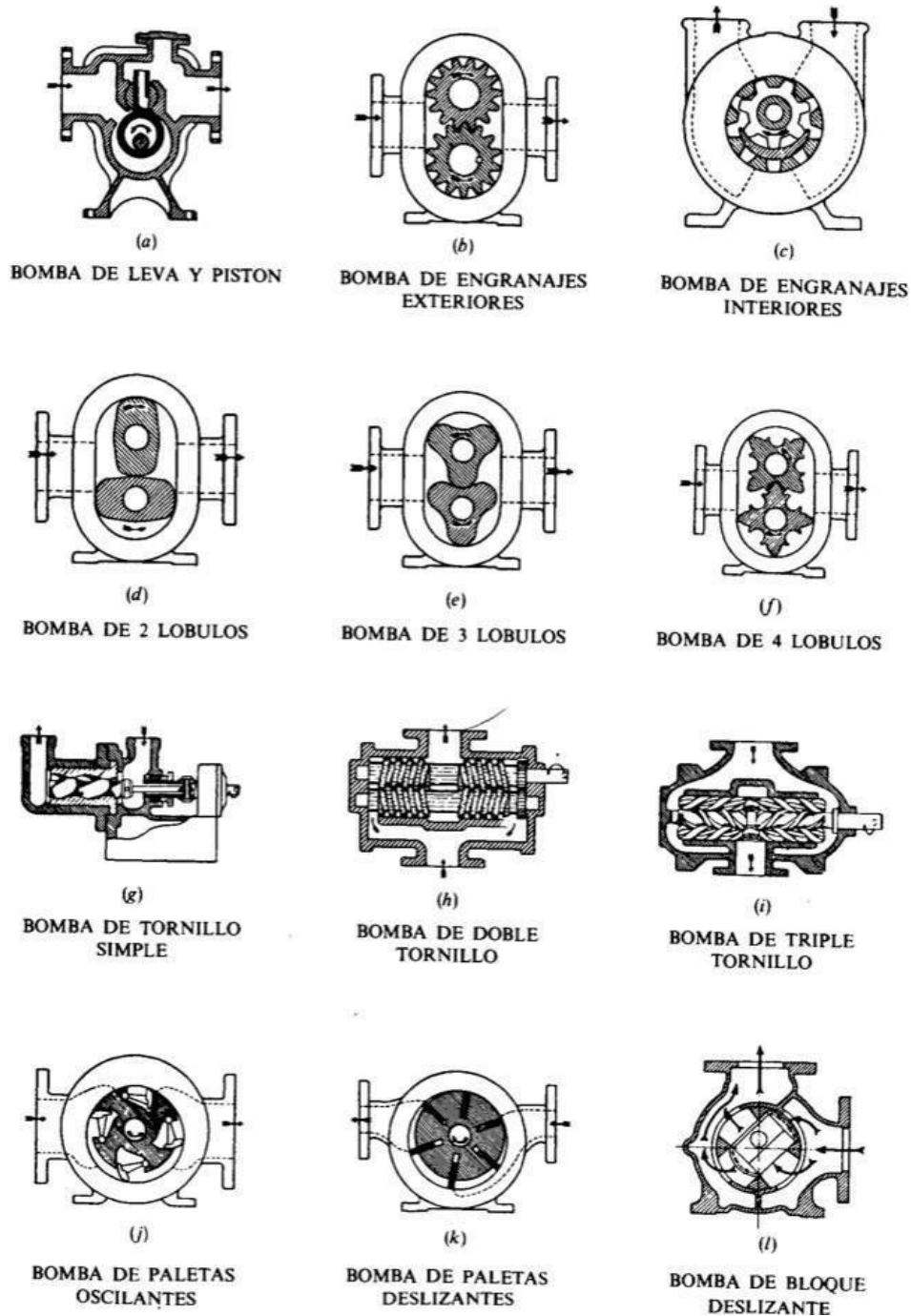


Figura 34. Algunos tipos de bombas rotoestáticas.

Las restricciones más importantes al usar este tipo de bombas son los líquidos que contengan sustancias abrasivas o corrosivas, las cuales podrían dañar componentes internos que son de fabricación fina o de tolerancia muy pequeña. Además, se debe evitar por completo operarlas en seco.



Estas máquinas se constituyen de un estator y un rotor, entre los cuales pueden actuar diferentes elementos para lograr el efecto de desplazamiento positivo como son: paletas, engranes, tornillos, lóbulos, etcétera.

Dadas las características y gran cantidad de materiales, con los cuales es posible construir este tipo de bombas, se les han conferido una gran cantidad de aplicaciones; a continuación, se enlistan algunas:

1. Manejo de líquidos de cualquier viscosidad
2. Procesos químicos
3. Manejo de alimentos
4. Descargas marinas
5. Bombas para cargar carros tanque
6. Protección contra incendios
7. Transmisiones hidráulicas de potencia
8. Lubricantes a presión
9. Pintura
10. Enfriamiento para máquinas-herramienta
11. Bombeo de petróleo
12. Bombas para quemadores de petróleo
13. Refinerías
14. Manejo de grasas
15. Gases licuados
16. Aceites calientes

Teoría

Debido a que cada tipo de bomba rotodinámica tiene diferente configuración geométrica, es difícil obtener una sola expresión matemática que las represente a todas. El siguiente desarrollo es aplicable a una bomba de paletas deslizantes, la cual está representada en el inciso (k) de la figura anterior.

Con respecto a la figura, se pueden representar las características de sus elementos como:

- d – Diámetro interior del estator
- d' – Diámetro exterior del rotor
- b – Ancho del rotor



e – Excentricidad

z – Número de paletas

δ – Espesor de las paletas

Se considera la sección transversal máxima ω entre el rotor y el estator, $\omega=2eb$, donde $2e$ juega un papel análogo al de la carrera en una bomba de émbolo. La velocidad media de la paleta será:

$$v_p = \frac{\pi (d - e) n}{60} \quad (80)$$

Por tanto, despreciando el espesor de las paletas y las fugas, puesto que la velocidad media del líquido coincide con la velocidad la paleta, el caudal teórico será:

$$Q_t^n = \omega v_p = \frac{2eb\pi (d - e) n}{60} \quad (81)$$

Teniendo en cuenta el espesor de las paletas:

$$Q_t' = \frac{2eb[\pi (d - e) - \delta z] n}{60} \quad (82)$$

y el caudal real:

$$Q = \eta_v \frac{2eb[\pi (d - e) - \delta z] n}{60} \quad (83)$$

2.5.4. Instrumentación

La instrumentación empleada en los sistemas hidráulicos debe cumplir con las necesidades operacionales del sistema, tanto con las condiciones a las que será sometido cada elemento empleado. Este tipo de elementos representa una pérdida o caída de presión, la cual puede ser considerable si no se seleccionan adecuadamente.

Dependiendo del nivel de monitoreo y/o control necesario en un sistema hidráulico, se pueden requerir los siguientes elementos, sin excluir alguno otro de tipo especial según la necesidad del proceso.

- Sensores de presión
- Sensores de flujo volumétrico y/o másico
- Sensores de temperatura
- Sensores de nivel



La configuración básica de un sistema hidráulico vista en la primera unidad de esta asignatura, puede ser modificada según la conveniencia de la aplicación del sistema. De esta manera, se puede requerir una gran variedad de instrumentos de medición y control en proceso que requieren un monitoreo con precisión y exactitud, o se puede prescindir totalmente de ellos cuando se trata de una aplicación simple, como puede ser un sistema de bombeo de agua a nivel residencial.

Sensor de presión

Los sensores o medidores de presión existen en una gran variedad; comercialmente se pueden encontrar fabricados con una gran cantidad de materiales y tipos de construcción, y con la capacidad para medir en rangos muy variados. Se puede distinguir entre ellos según la naturaleza de la presión que se mide.

- Instrumentos para medir presión atmosférica
- Instrumentos para medir presión relativa (manómetros, vacuómetros)
- Instrumentos para medir la presión absoluta
- Instrumentos para medir diferencias de presiones
- Instrumentos para medir presiones muy pequeñas

Según el principio de funcionamiento, pueden ser:

- Mecánicos
- Eléctricos

Sensores de flujo

Los sensores de flujo emplean diversos principios para la medición del flujo, la selección de uno u otro se realiza con base en la naturaleza del fluido y de la precisión y exactitud requeridas.

Algunos tipos de sensores o medidores de flujo son:

- Elementos deprimógenos (placa orificio, tobera, Venturi, pitot, etcétera)
- Flujómetros electromagnéticos
- Turbina
- Ultrasonido
- Desplazamiento positivo
- Vórtex
- Rotámetros



- Coriolis

Sensores de temperatura

Los sensores de temperatura se emplean en el monitoreo de sistemas hidráulicos cuando se requieren condiciones controladas en determinados fluidos. Algunos sensores de temperatura comúnmente utilizados en la industria son:

- Termopares
- Sensores RTD
- Termistores

2.5.5. Válvulas

Las válvulas son elementos mecánicos que pueden incluir algún tipo de control eléctrico o electrónico para su manejo, o bien, ser operadas de forma manual. El propósito de una válvula es permitir, impedir y regular el paso de un fluido a través de un sistema hidráulico.

El uso de válvulas puede ser parte imprescindible en el manejo de sistemas hidráulicos, pero, a su vez, también representa el aumento de carga para los equipos de bombeo, por lo cual es necesario seleccionar los elementos adecuados para cada instalación, además de poder calcular la carga adicional que representa cada uno de ellos para el sistema (esto último será desarrollado en la tercera unidad de esta asignatura).

Algunos tipos de válvulas empleadas en los sistemas hidráulicos son:

- Válvula de compuerta. Este tipo de válvula tiene un elemento que, por medio de un movimiento perpendicular a la dirección de flujo, permite o evita el paso de un fluido. Realiza cierres herméticos y puede construirse para altas capacidades de flujo manteniendo un bajo costo. Tiene la ventaja de tener poca resistencia al paso de fluido, representando así una menor carga para un equipo de bombeo. No debe usarse para regular flujos, ya que pueden presentarse problemas en la operación de un sistema hidráulico.



Figura 35. Corte tres cuartos de una válvula de compuerta.

- Válvula de globo. Este tipo de válvula es muy utilizada en la regulación del flujo de fluidos. Según la posición del obturador y la de los puertos de entrada y salida, las válvulas de globo pueden clasificarse como de asiento recto, asiento inclinado o asiento angular.

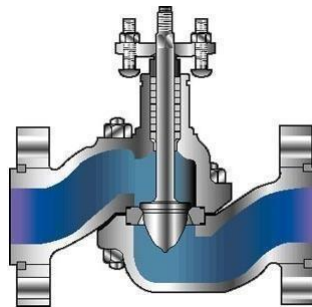


Figura 36. Sección transversal de una válvula de globo de asiento recto.

- Válvula de cono fijo. Se utiliza principalmente para descargas de alta presión en embalses o tuberías forzadas hacia la atmósfera y, en algunos casos, sumergidas en agua. Este tipo de válvula está diseñada para disparar grandes cantidades de energía sin tener problemas de cavitación.



Figura 37. Válvula de cono fijo en operación.

- Válvula de bola. Las válvulas de bola suelen utilizarse para aplicaciones de cierre y apertura. Estas válvulas tienen asientos blandos, los cuales pueden verse afectados si se operan por periodos largos parcialmente abiertas. Tienen la característica de ser de fácil mantenimiento y tener una caída de presión relativamente pequeña, la cual está relacionada directamente con el tamaño del orificio de la bola.



Figura 38. Válvula de bola de acero inoxidable con conexiones NPT.

- Válvula de retención. La función de este tipo de válvula es permitir el paso de un fluido en una dirección e impedirla en el otro. Debido a la gran rapidez de cierre, es utilizada como uno de los principales elementos de protección de una bomba. Puede ser utilizada tanto en líquidos como en gases, pero se debe evitar emplearlas cuando existen sólidos en suspensión. Las válvulas de retención suelen representar una caída de presión relativamente baja dependiendo de su construcción.



Figura 39. Corte tres cuartos de válvula de retención bridada.

- Válvula de seguridad. Las válvulas de seguridad, también conocidas como válvulas de alivio, son elementos de seguridad que son obligatorios en ciertos procesos industriales. Su función es liberar o permitir el escape del fluido cuando éste ha alcanzado la presión o, en algunos casos, la temperatura para la cual se ha calibrado la válvula. El mecanismo mediante el cual se activan puede ser mecánico, eléctrico o electrónico.



Figura 40. Válvula de seguridad.



2.5.6. Canales abiertos

Los conductos abiertos son aquéllos por los cuales circula un fluido. En estos canales, el fluido no está rodeado completamente por las paredes del canal, lo cual lo deja con una superficie expuesta a la presión atmosférica. Además, se cuenta con forma muy variada de sección transversal, a diferencia de las tuberías que suelen ser circulares en el caso de transporte de agua y cuadradas para aire.

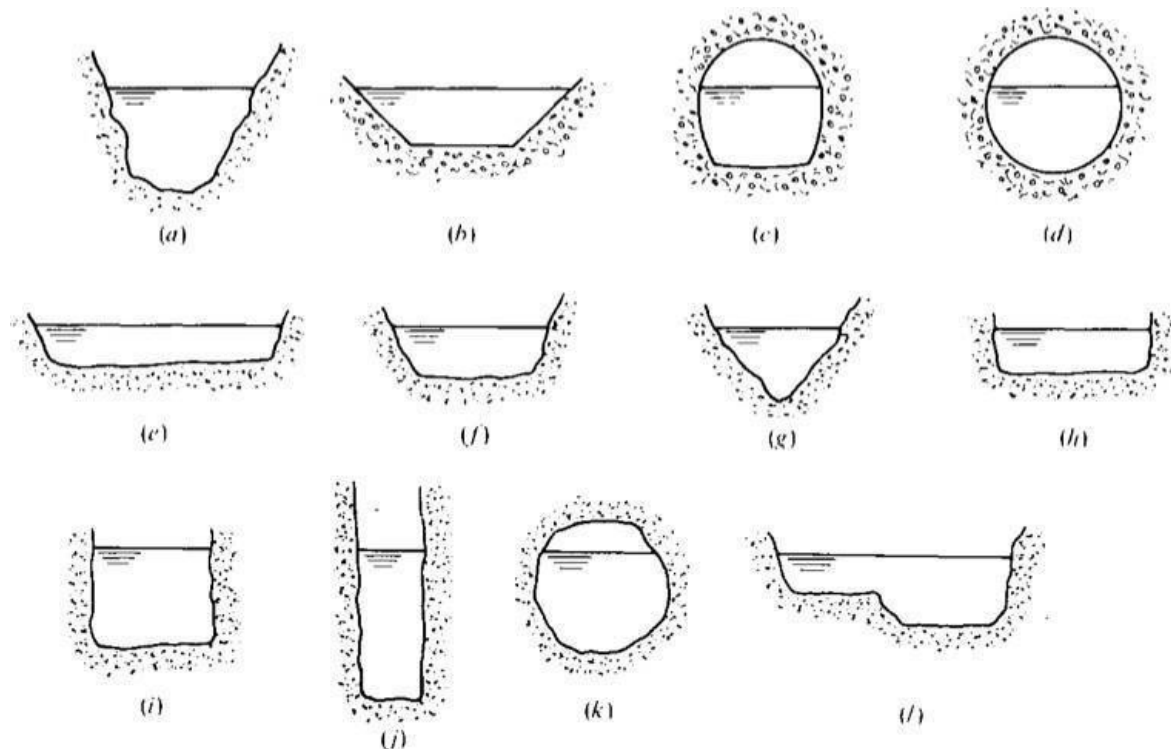


Figura 41. Secciones transversales de canales abiertos.

Radio hidráulico

En el caso de los conductos o canales abiertos, el rozamiento que se presenta con el flujo de un fluido dependerá de la superficie mojada y no sólo de la sección transversal del conducto. El cociente del área transversal de un conducto y el perímetro mojado se conoce como radio hidráulico.

$$R_h = \frac{A_t}{P_m} \quad (84)$$



Para saber más

Videos donde se presentan los componentes de las bombas centrífugas y la forma en que operan.

Parte 1: <http://youtu.be/R3K5zy392TM>

Parte 2: <http://youtu.be/QP2WLV0Ce2o>

Parte 3: <http://youtu.be/pyknP7c9KgU>



Cierre de la unidad

En esta unidad se te han proporcionado los fundamentos teóricos que se emplean para el diseño de sistemas hidráulicos, con los cuales debes ser capaz de desarrollar el cálculo de tuberías y dimensionamiento de componentes con las metodologías que se te presentarán en la siguiente unidad.

Además, el conocimiento de estas teorías y principios físicos te ayudarán en la toma de decisiones importantes en el momento de diseñar o elegir componentes. Ya que la simple modificación de un diámetro de tubería puede significar el comportamiento totalmente distinto de un sistema hidráulico; lo cual puede manifestarse también económicamente en una posible inversión inicial o el costo de su operación.



Fuentes de consulta



- Giles, R. (1994). *Mecánica de fluidos e hidráulica*. España: McGraw-Hill.
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. AlfaOmega.
- Shames, I. (1995). *Mecánica de fluidos*. McGraw-Hill.
- Zubicaray, E. (2005). *Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones*. Limusa.