

# Unidad 3

## Bombas Centrifugas

---

### 3.1. Concepto y Clasificación de las bombas centrífugas

Una **bomba hidráulica** es un equipo transformador de energía. Recibe **energía mecánica** (procedente de un motor eléctrico, una turbina de vapor o gas, etc. ) y la convierte en energía que un **fluido incompresible** adquiere en forma de **presión**, de **posición**, de **velocidad** o de una mezcla de los tres parámetros, de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de **Mecánica de fluidos** y específicamente de la **Ecuación de Bernoulli**.

Las **bombas centrífugas** mueven un cierto volumen de líquido entre dos lugares situados a cierta distancia o a diferentes niveles de altura; le imprimen presión para que pueda fluir y le dá velocidad para lograr una más rápida descarga; son pues, **máquinas de fluidos** que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico.

#### **Clasificación de las bombas centrífugas**

Los principales tipos de bombas centrífugas se pueden clasificar (ver Fig. 3.1) de acuerdo con:

- A) LA DIRECCION DEL FLUJO
- B) EL TIPO DE IMPULSOR
- C) EL MATERIAL DE SUS PARTES
- D) EL NUMERO DE IMPULSORES

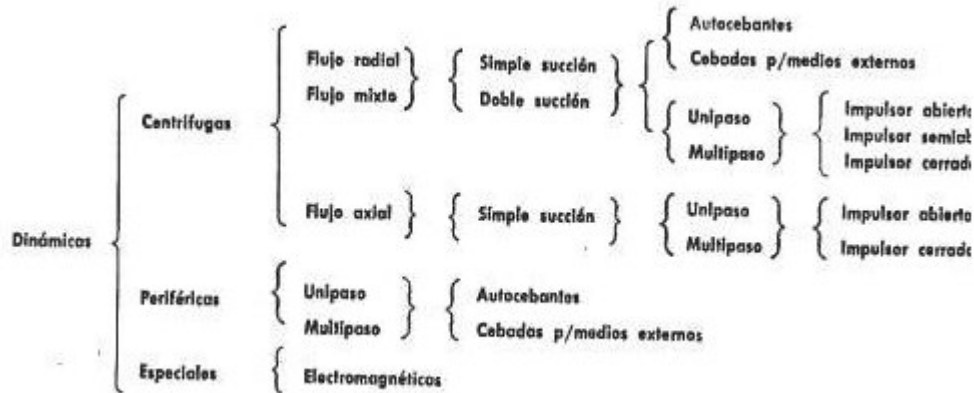


Fig. 3.1.- Clasificación de las bombas centrífugas

### A) CLASIFICACION DE ACUERDO CON LA DIRECCION DEL FLUJO

En este caso se atiende la trayectoria que sigue el líquido a su paso en los álabes del rodete (el impulsor), por lo tanto se distinguen por la dirección del flujo impulsado.

Bombas de flujo Radial (Centrífugas);

Bombas de flujo Axial (Hélices);

Bombas de flujo Mixto (Diagonales).

En las bombas centrífugas **radiales** la corriente líquida sale del rodete radialmente (o sea la salida del fluido es perpendicular al eje), en las **axiales** en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación (o sea la salida del fluido es paralelo al eje) y en las diagonales se verifica **radial y axialmente**, denominándose también de **flujo mixto**.

Las bombas centrífugas (**radiales**) elevan poco caudal de agua a una gran altura, ver Fig. 3.2, se utilizan principalmente en el abastecimiento de agua. Su velocidad específica varía entre 10 y 100, consiguiéndose el mejor rendimiento con velocidad específica 50.

Las bombas hélice (**axiales**) eleva mucho caudal a poca altura, son utilizadas en saneamiento, elevación de grandes trasvases y procesos industriales. Su velocidad específica varía entre 200 y 320, encontrando el mejor rendimiento con una velocidad específica de 250.

Las bombas helicocentrífugas (**mixto**) trabajan entre ambos campos de aplicación, por lo que pueden utilizarse en cualquiera de estos campos con sus limitaciones. Su velocidad específica esta comprendida entre 75 y 200, encontrándose el mejor rendimiento en las de velocidad específica 130.

Las velocidades específicas van en esta proporción:

Velocidad Flujo Radial < Velocidad Flujo Mixto < Velocidad Flujo Axial

ALTIMURA ---→ CAUDAL	Baja ( m)	Mediana ( m)	Alta ( m)
Poco	RADIAL	RADIAL	RADIAL
Mediano	AXIAL	MIXTO	MIXTO
Mucho	AXIAL	AXIAL	MIXTO

Fig. 3.1 Selección del tipo de flujo según caudal y altura

La **forma de los álabes** en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro ( $\beta_2 < 90^\circ$ ) y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación. En los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

**Rendimiento-velocidad específica.**- En el límite de las velocidades específicas bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, incluyendo:

a) **Las pérdidas de carga debidas al más largo recorrido interno**

b) **Las pérdidas por rozamiento** de las paredes del rodete impulsor de gran diámetro al girar en el líquido, (rozamiento del disco).

Al crecer la velocidad específica, el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, las pérdidas debidas a deficiencias en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.

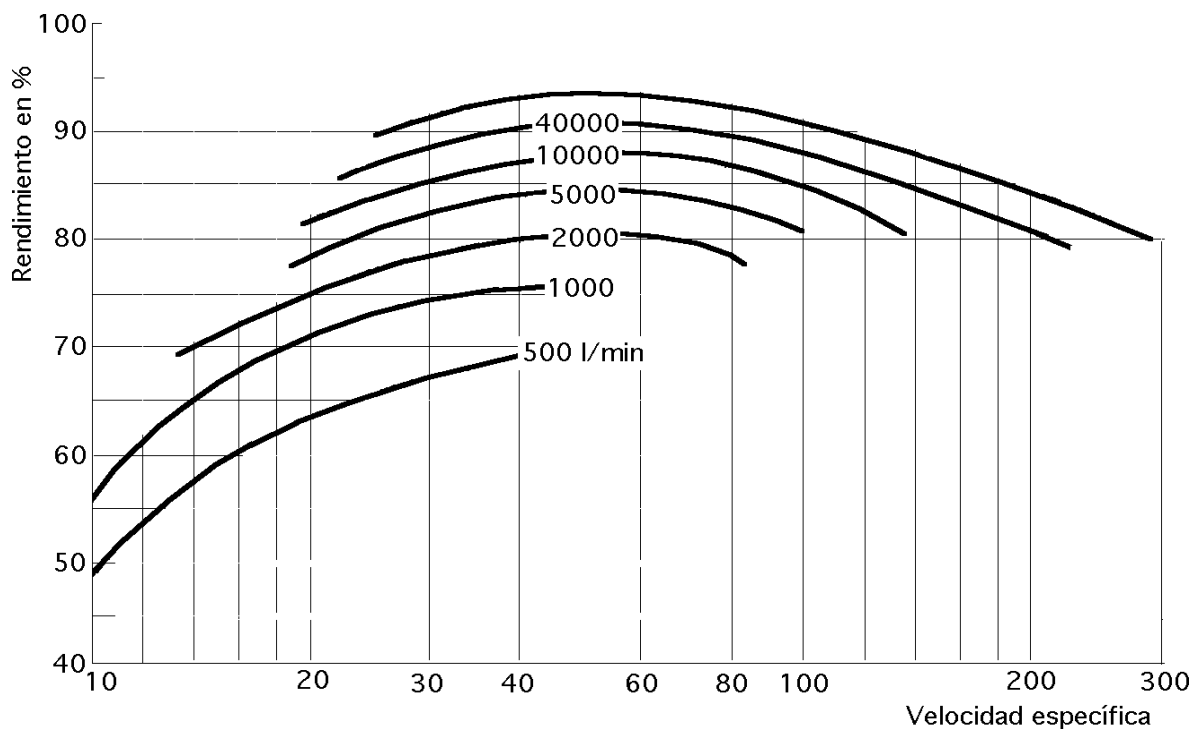


Fig 3.2.- Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica (m/seg)

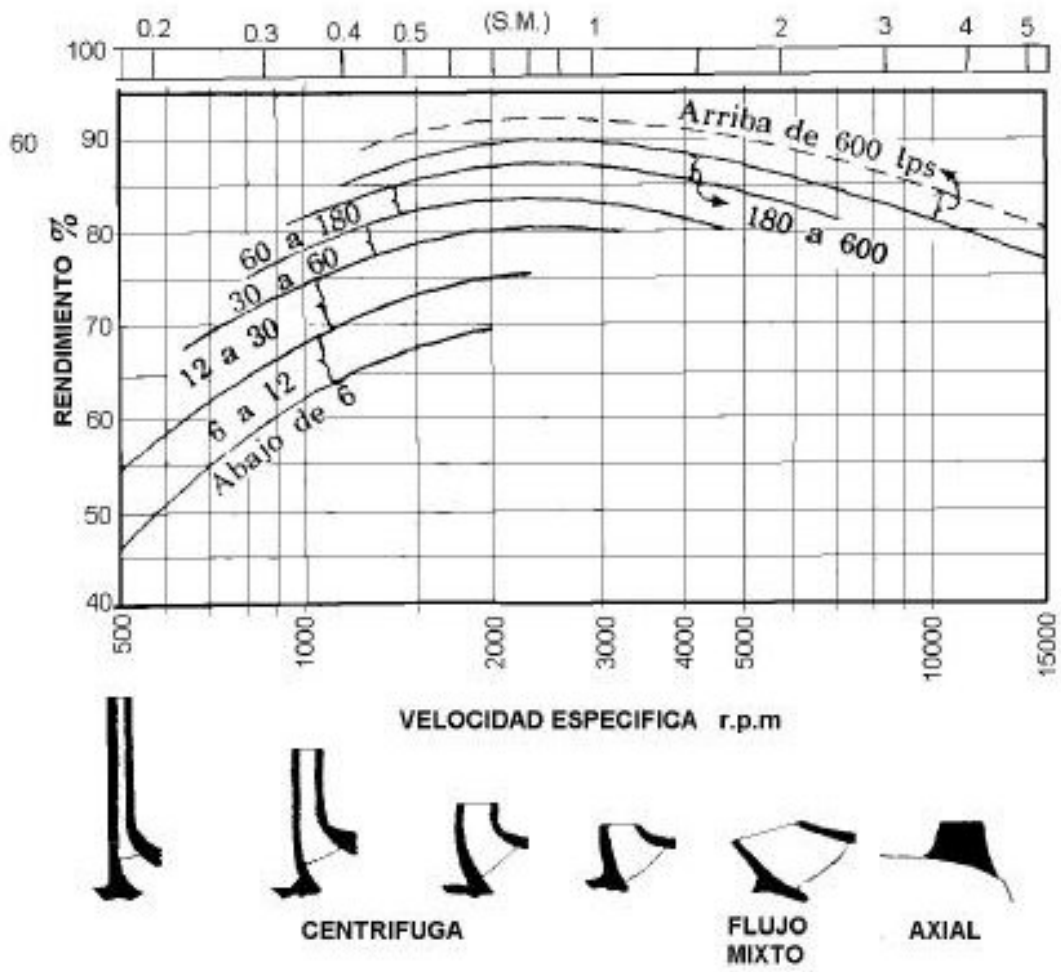


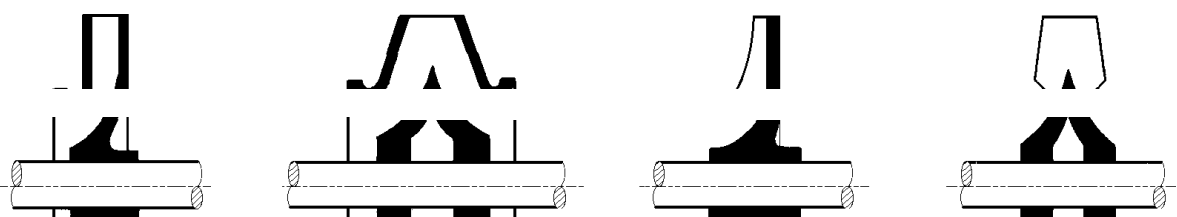
Fig. 3.3.- Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica

Las Figs. 3.2, 3.3 orientan para encontrar la bomba centrífuga de mayor rendimiento (%) según la velocidad específica.

**B) CLASIFICACION DE ACUERDO CON EL TIPO DE IMPULSOR**

- Según su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:
- De álabes aislados (abiertos)
- Con una sola pared o rodete lateral de apoyo (semiabiertos)
- Con ambas paredes laterales (cerrados).

Esta clasificación es independiente de la anterior, que se refiere al tipo de diseño hidráulico, por lo que en esta nueva clasificación puede haber impulsores centrífugos y de flujo mixto, abiertos, semiabiertos o cerrados. Ver Fig. 3.4, Fig.3.5.



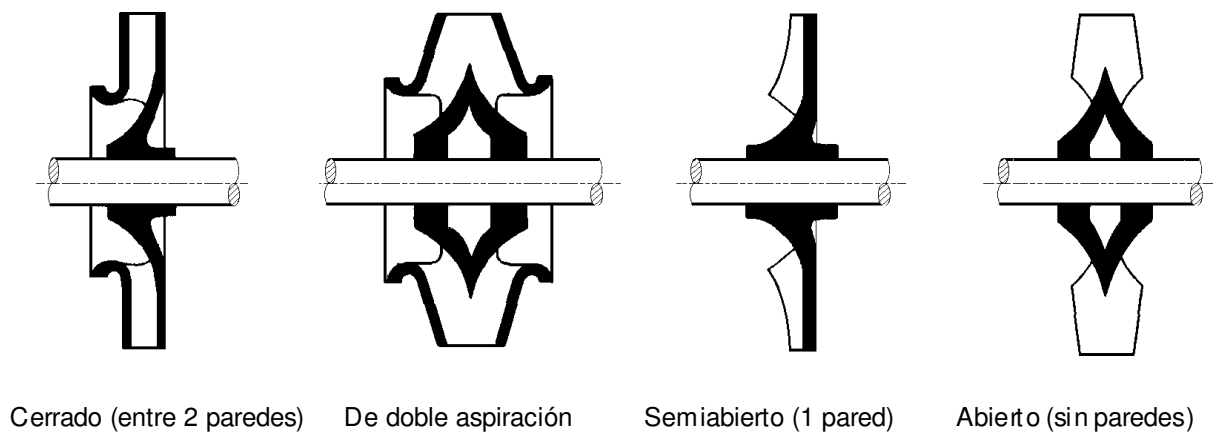


Fig. 3.4.- Tipos de impulsores

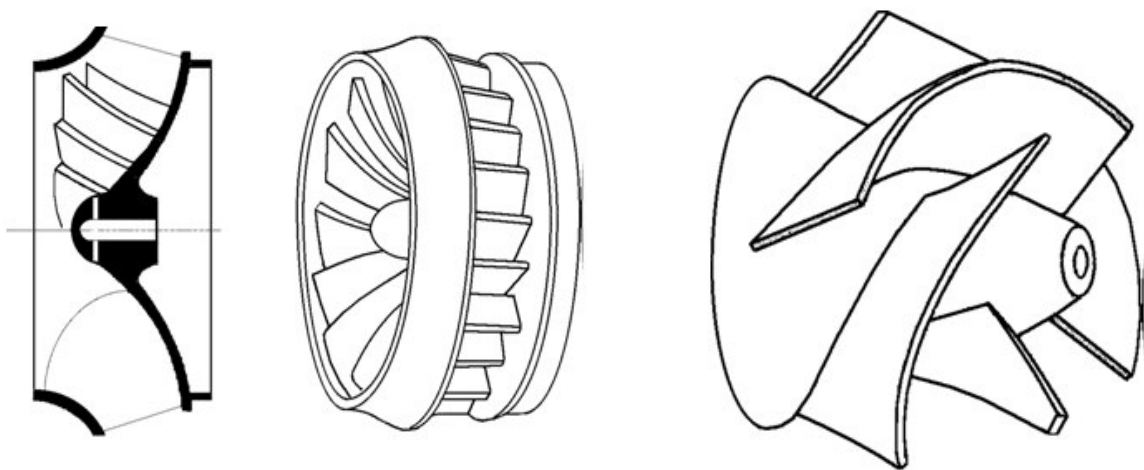
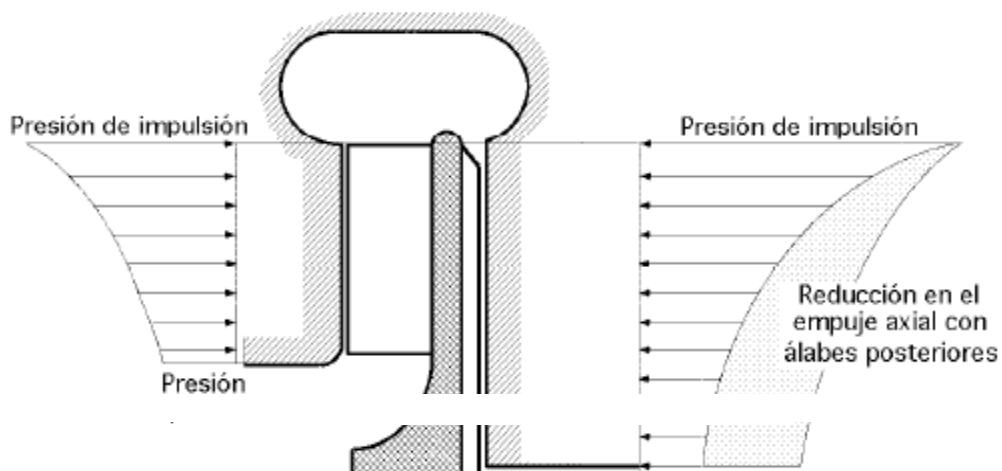


Fig. 3.5- Impulsor de rodete cerrado tipo Francis; e impulsor de rodete abierto

Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación, que hace las veces de cubo del impulsor, como si fuese la pared posterior de los radiales y diagonales.

**IMPULSORES ABIERTOS.** - En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.



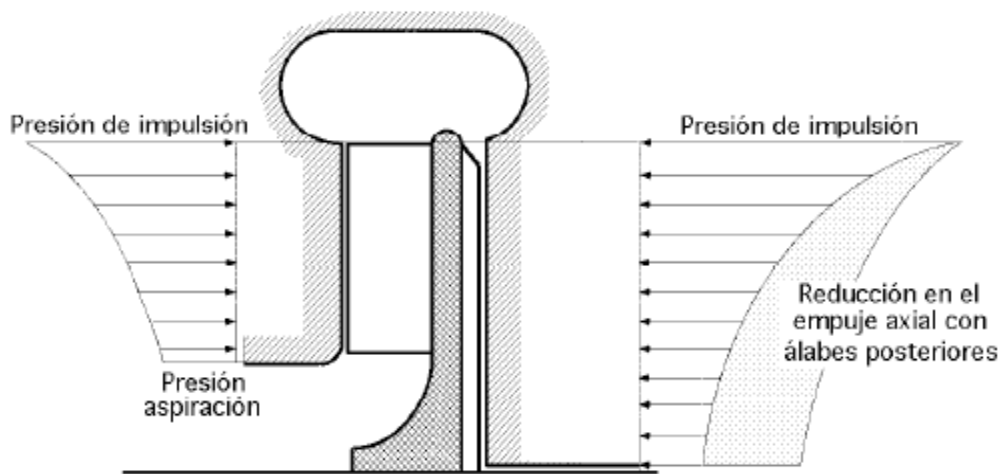


Fig 3.6- Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores

Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria, Fig 3.6. En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

**IMPULSORES SEMIABIERTOS.**- Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia; cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, hay que cambiar el impulsor. Para el servicio con líquidos abrasivos algunas veces se disponen placas laterales de desgaste de fácil intercambio, construidas con materiales especiales como el acero inoxidable que tiene mayor dureza, que no resulta costoso, ya que la carcasa de la bomba sigue siendo de fundición.

La escasa tolerancia lateral del impulsor hace que una posible desviación del eje pueda tener graves consecuencias, al igual que las dilataciones o contracciones anormales, que en esta situación tienen mucha mayor importancia que en los impulsores cerrados.

El empuje axial en los impulsores abiertos es mayor que en los cerrados, pues la parte anterior está sometida a una presión media menor; para paliar este defecto se les provee de álabes posteriores Fig 3.6, que disminuyen en gran manera la presión media en la cara posterior. También sirven para evitar que el líquido quede estancado cerca del eje y empaquetaduras, ya que si el líquido fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

Las ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado son:

- a) La menor tendencia a obstruirse que le hace adecuado para líquidos sucios
- b) El menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento
- c) Una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados
- d) Una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un coste menor de fabricación.

Aunque al principio los impulsores se hacían abiertos, de doble aspiración, hoy en día han caído en desuso por dificultades de ajuste y sólo se fabrican los de aspiración simple.

**IMPULSORES CERRADOS.**- Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior, Fig 3.8. El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno montado en la carcasa y el otro que gira montado en el impulsor.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Respecto al desgaste, se pueden hacer de materiales especiales para condiciones de funcionamiento y servicio particularmente duras.

A menudo, en vez de estos aros dobles se utiliza sólo un aro montado en la carcasa, de forma que la superficie rozante móvil pertenece al propio impulsor; en estos casos, en el impulsor se deja material suficiente para poder rectificar su superficie desgastada, si procede, cambiando el aro de la carcasa por uno nuevo de diámetro ligeramente diferente, de forma que deje el juego conveniente con el impulsor.

Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos; sus ventajas son, ausencia de empuje axial, una menor NPSHr y una mayor capacidad de aspiración. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.

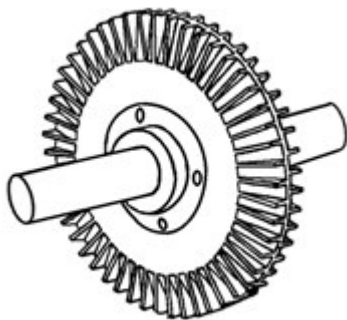


Fig 3.7.- Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco

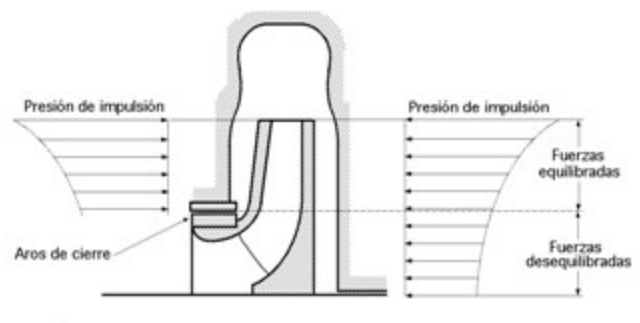


Fig 3.8.- Empuje axial en impulsor cerrado

Los impulsores de simple aspiración, cuando están provistos en la parte posterior de una cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la

aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo tienen aros a ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrado que, hidráulicamente, es bastante eficaz. Los impulsores cerrados pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas.

Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales más difíciles que en los abiertos. Hidráulicamente, el rozamiento de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas volumétricas son menores. La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor y para ello se diseñan impulsores especiales con orificio de gran área, canales lo más amplios posibles, pequeño número de álabes, 2 ó 3, y éstos con los bordes de entrada redondeados.

### **C) CLASIFICACION DE ACUERDO CON EL MATERIAL DE SUS PARTES**

Las condiciones de servicio y la naturaleza química del líquido a manejar además del medio ambiente, determinan el material que debe emplearse.

Las designaciones del material frecuentemente utilizadas en la construcción de bombas centrífugas son:

Bomba de hierro y bronce (estándar)

Bomba toda de hierro

Bomba toda de bronce

Bomba de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable

Bomba toda de acero inoxidable

Las bombas centrífugas también pueden construirse de otros metales y aleaciones de acero, además pueden ser de porcelana, vidrio, plástico, etc.

Lo más común y económico por ejemplo para agua potable es que se construyan de hierro y bronce.

### **D) CLASIFICACION DE ACUERDO CON EL NUMERO DE IMPULSORES**

En este caso debe entenderse que el número de impulsores hace referencia a los impulsores colocados en serie (uno le entrega el fluido al otro); ya que dos o más impulsores en paralelo equivaldría a dos o más bombas separadas. De acuerdo con este criterio las bombas centrífugas se clasifican en:

Simplex

Duplex

Multiplex

Las bombas simplex son las de un solo impulsor, las duplex son de dos y las multiplex son de más de dos. Es posible construir bombas con 24 impulsores en serie. El número de impulsores generalmente aumenta la carga de la bomba, no el caudal, por eso tiene su mayor aplicación en bombas de pozo profundo donde se requiere extraer el agua del manto freático a una profundidad muy debajo del nivel del suelo. Otra aplicación de las bombas multiplex es para alimentar agua a las calderas donde generalmente se requieren altas cargas.

---

## **3.2. Triángulo de velocidades**



Esta sección comprende el estudio de la **velocidad absoluta** del flujo y **sus componentes** en una bomba centrífuga mediante un procedimiento gráfico en el que se utilicen las técnicas vectoriales. La forma de tal diagrama vectorial es triangular y se conoce como **triángulo de velocidades**.

Para deducir el triángulo se debe idealizar el fenómeno que sucede dentro de la bomba, principalmente relacionando el movimiento del fluido (su velocidad) con el movimiento de los álabes (del rodete) girando a velocidad.

1. **El fluido penetra en la coraza por el ojo del rodete en la dirección del eje rotacional de la bomba (o sea: dirección axial) a una velocidad axial de entrada ( $V_a$ ). Enseguida...**
2. **El fluido inicia su recorrido desde dentro (punto 1: extremo interior del álabe, a una velocidad ( $w_1$ )) hacia afuera en dirección radial, tangencial a la trayectoria del flujo hasta salir a la periferia del rodete (punto 2: extremo exterior del álabe, a una velocidad ( $w_2$ )), tangencial a la trayectoria del flujo.**
3. **El rodete está en constante giro a un radio ( $r_1$ ) (punto 1: extremo interior del álabe, a una velocidad ( $u_1$ ) en dirección tangencial a la trayectoria del giro.**
4. **El mismo rodete también está en constante giro a un radio mayor ( $r_2$ ) (punto 2: extremo exterior del álabe, a una velocidad ( $u_2$ ) en dirección tangencial a la trayectoria del giro.**

Ahora se analizan y representan las velocidades de los movimientos mencionados, en forma de vectores, tanto en el punto de inicio (subíndice 1) como en el punto de salida (subíndice 2) considerando hipotéticamente lo que sucede en **un solo álabe** de entre todos los que tiene el rodete.

En cada punto del recorrido o trayectoria hay **una cierta velocidad del álabe ( $u_1, u_2$ ) (tangencial a su movimiento circular) y una cierta velocidad del fluido ( $w_1, w_2$ ) hacia la periferia (tangencial a la curvatura del álabe)**. Ver Fig.3.9.

Se identifican los vectores velocidad y los ángulos en el punto 1; y de igual manera en el punto 2:

- $u_1$** : velocidad del álabe del rodete (tangencial a su movimiento circular);
- $w_1$** : velocidad del flujo hacia la periferia (tangencial a la curvatura del álabe);
- $C_1$** : velocidad absoluta del flujo (resultante de la suma de los vectores  **$u_1-w_1$** );
- $\alpha_1$** : ángulo entre los vectores  **$C_1$**  y  **$u_1$** ;
- $\beta_1$** : ángulo entre los vectores  **$w_1$**  y  **$u_1$** ;
- $r_1$** : radio interno del rodete.

La velocidad del álabe del rodete es diferente a la del fluido, hay varias velocidades y ángulos, que definen varios triángulos de velocidades. Se considera solo dos puntos: los puntos 1 (extremo interior del álabe) y 2 (extremo exterior del álabe). Ver Fig.3.9.



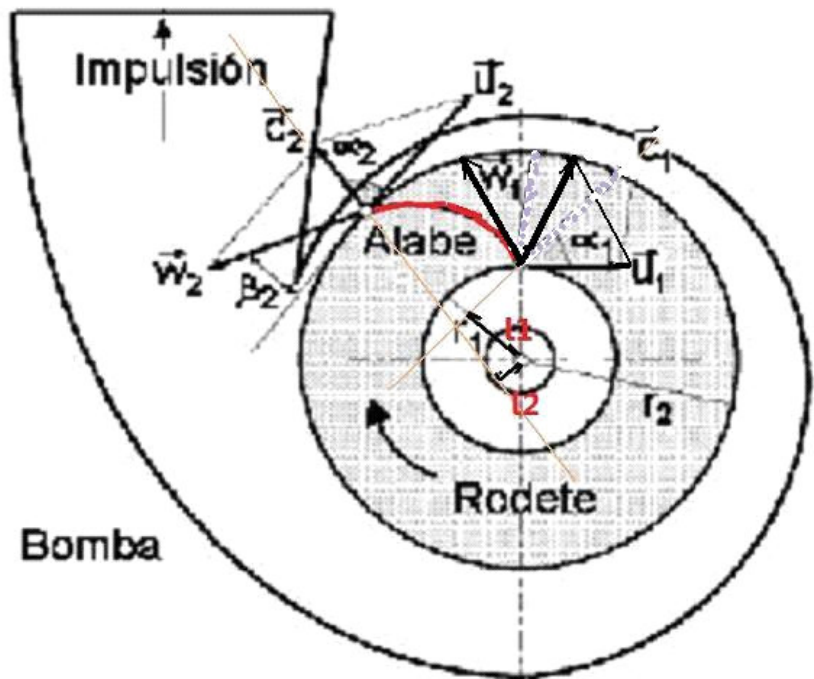


Fig.3.9. Velocidades tangenciales del álabe y del flujo

### Triángulo de velocidades

Si se reacomodan los vectores velocidad para formar el triángulo, se observa que la velocidad del rodete en el punto 1 ( $u_1$ ) tiene una dirección y la velocidad de flujo ( $w_1$ ) tiene una dirección opuesta, y entre ellos hay un ángulo ( $\beta_1$ ). Ver vectores  $u_1$  y  $w_1$  de la Fig. 3.10. Al sumarse ambos vectores por el método del paralelogramo se obtiene el vector ( $C_1$ ). y además aparece el ángulo ( $\alpha_1$ ).

Donde en el punto 1:

- $u_1$ : velocidad del álabe del rodete (tangencial a su movimiento circular);
- $w_1$ : velocidad del flujo hacia la periferia (tangencial a la curvatura del álabe);
- $C_1$ : velocidad absoluta del flujo (resultante de la suma de los vectores  $u_1-w_1$ );

**Colocándolos sobre una misma línea, se encuentran sus vectores componentes:**

- $Cu_1$ : Componente de  $C_1$ .
- $wu_1$ : Componente de  $w_1$ ;

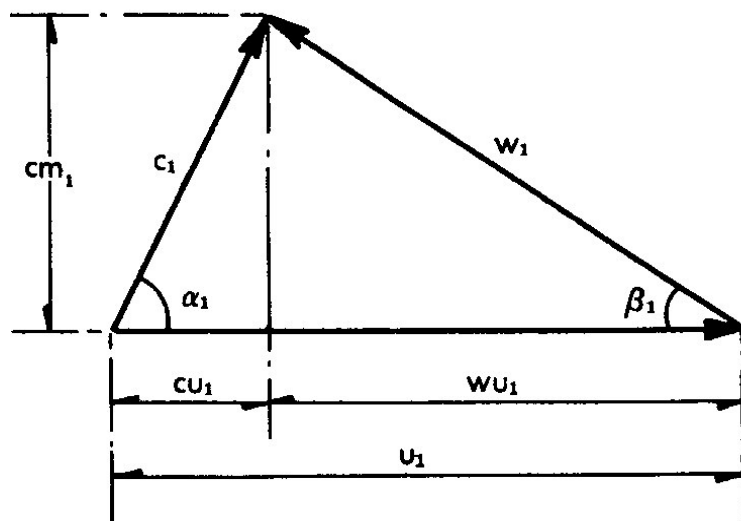


Fig. 3.10 vectores y ángulos en el punto 1 del álabe

Donde:  $u_1 = C_{u1} - W_{u1}$

Además:  $C_{u1} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1)$        $\cos(0^\circ) = 1$      $\cos(90^\circ) = 0$

Ahora **en el punto 2.**

También las direcciones de los vectores  $u_2$  y  $w_2$  son opuestas y que al sumarse por el método del paralelogramo se obtiene el vector resultante  $C_2$ .

$u_2$ : velocidad del álabe del rodete (tangencial a su movimiento circular);  
 $w_2$ : velocidad del flujo hacia la periferia (tangencial a la curvatura del álabe);

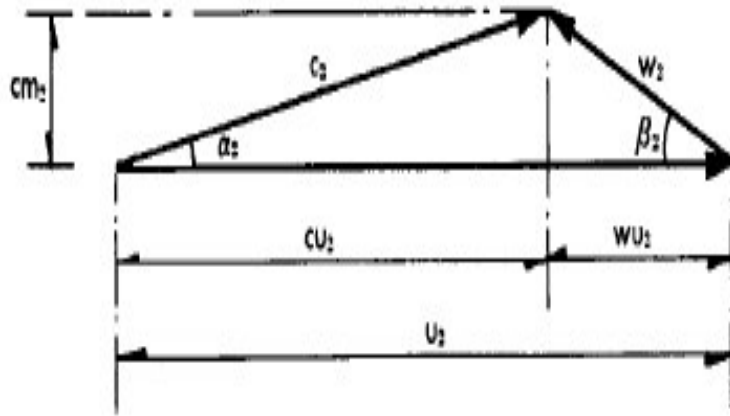


Fig. 3.11 vectores en el punto 2 del álabe

**Colocándolos sobre una misma línea, se encuentran sus vectores componentes:**

$C_{u2}$ : Componente de  $C_2$ .

$w_{u2}$ : Componente de  $w_2$ .; y del triángulo se observa además

$C_{m2}$ : el componente vertical de  $C_2$  o sea velocidad de flujo según área de flujo periférico de salida.

Donde:  $u_1 = C_{u1} - W_{u1}$

Además:  $C_{u2} = C_2 \cdot \cos(\alpha_2)$

También se puede encontrar otra relación para la componente  $C_{u2}$ , en el mismo triángulo, relacionándolo con el ángulo  $\beta_2$ :

$$C_{u2} = u_2 - W_{u2} \quad \tan(\beta_2) = \frac{C_{m2}}{W_{u2}}$$

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)}$$

Finalmente la ecuación obtenida es la que describe una línea recta, donde  $u_2$  representa la coordenada en el eje "Y" y la pendiente de la recta es negativa.

## Brazos de palanca para los momentos de las velocidades absolutas (**C1**, **C2**):

**L1**: brazo de palanca (distancia perpendicular) a la línea de acción de (**C1**), (ver Fig. 3.9), que se calcula:

$$L1 = \text{hipotenusa} \cdot \cos(\alpha1) = r1 \cdot \cos(\alpha1)$$

**L2**: brazo de palanca (distancia perpendicular) a la línea de acción de (**C2**), (ver Fig. 3.9) que se calcula:

$$L2 = \text{hipotenusa} \cdot \cos(\alpha2) = r2 \cdot \cos(\alpha2)$$

---

### 3.3. Ecuación Fundamental de las turbomáquinas (Ecuación de Euler)

Se procede a deducir la ecuación de Euler, que expresa el funcionamiento de una bomba centrífuga, considerando las velocidades que se presentan durante el proceso de generar la carga hidrostática (o sea altura útil) o impulsión del fluido por la bomba.

#### Par motor a considerar

El movimiento centrífugo de la masa del fluido que se impulsa se debe al momento de la fuerza centrífuga que se le aplica con el giro que le da la fuente motriz.. De ahí que la expresión para la **altura útil (H)** de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del **momento angular** a la masa del fluido que circula a través del impulsor. Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje. El momento hidráulico de una vena es el que se origina por el impulso del líquido de esta vena con respecto al eje de rotación.

**Se considera una masa del fluido** que llena completamente el espacio que existe entre dos álabes consecutivas del impulsor. Sabiendo que las velocidades absolutas (**C1**) y (**C2**) que son los resultados de los efectos de los vectores velocidad (**u1,w1** y **u2,w2**); y que además manifiestan **un par o fuerzas de momentum** (cantidad de movimiento angular) durante este giro del rodete y que finalmente son los que ocasionan la impulsión del fluido, o sea la generación de la **altura útil (H)**.

Considere la masa (**m**) del fluido en términos de su densidad ( $\rho$ ) y luego el volumen (**V**) que fluye en términos de caudal (**Q**).

El momento logrado se obtiene, multiplicando la masa (**m**) por la velocidad absoluta (**C**), será:

$$\frac{\text{momentum}}{\text{tiempo}} = \frac{(m \cdot C)}{t} = \frac{(\rho \cdot V) \cdot C}{t} = \rho \cdot Q \cdot (C)$$

**m**: Masa  
**C**: Velocidad absoluta  
**t**: Tiempo

La suma de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre los dos puntos sobre el álabe es:

**V**: Volumen  
 **$\rho$** : Densidad del fluido  
**Q**: Caudal  
 **$\Sigma F$** : Fuerza

$$\Sigma F = \rho \cdot Q \cdot (C2 - C1)$$

Convirtiendo la ecuación en **momento de fuerza (M)**, también llamado **par**:  
 El momento de fuerza (par) transmitido, se logra multiplicando la fuerza por los brazos de palanca (**L1, L2**), ver Fig.3.9 será:

$$\Sigma M = \rho \cdot Q \cdot (C2 \cdot L2 - C1 \cdot L1)$$

## Potencia

La potencia transmitida se obtiene, multiplicando el momento de fuerza por la velocidad de giro (**W**), será:

$$Pot = \Sigma M \cdot W = \rho \cdot Q \cdot (C2 \cdot L2 \cdot W - C1 \cdot L1 \cdot W) \quad \text{Ec.3}$$

Reemplazando los brazos **L1** y **L2**, ver Fig. 3.9, por los radios **r1, r2**, del rodete, en Ec.3:

$$Pot = \rho \cdot Q \cdot [ C2 \cdot (r2 \cdot \cos(\alpha2)) \cdot W - C1 \cdot (r1 \cos(\alpha1)) \cdot W ] \quad \text{Ec.4}$$

Sustituyendo las velocidades absolutas **C1** y **C2** obtenidos anteriormente, por los componentes **Cu1** y **Cu2** del triángulo de velocidades, en Ec. 4:

$$Cu2 = C2 \cdot \cos(\alpha2) \quad Cu1 = C1 \cdot \cos(\alpha1)$$

$$Pot = \rho \cdot Q \cdot [ Cu2 \cdot (r2) \cdot W - Cu1 \cdot (r1) \cdot W ] \quad \text{Ec.5}$$

Además por geometría se sabe que la velocidad tangencial (**u**) del rodete se puede calcular así, en los puntos 1 y 2, multiplicando el radio (**r**) por la velocidad rotacional (**W**)

$$u1 = r1 \cdot W \quad u2 = r2 \cdot W$$

Sustituyendo en Ec.5, la potencia queda expresada en términos las velocidades dentro de la bomba:

$$Pot = \rho \cdot Q \cdot (Cu2 \cdot u2 - Cu1 \cdot u1)$$

Como en Mecánica de fluidos también se conoce la expresión de potencia como:

$$pot = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

**g**: aceleración gravitacional;  
**H**: Altura de Carga

Se igualan y se anulan terminos comunes (**Q** y  **$\rho$** ), ya para obtener la altura de carga útil de impulsión (**H**) de la bomba:

$$\rho \cdot g \cdot Q \cdot H = \rho \cdot Q \cdot (C_{u2} \cdot u_2 - C_{u1} \cdot u_1)$$

**Altura de carga util (H).** Se despeja H (altura de carga), expresada en término de las velocidades dentro de la bomba:

$$H = \frac{u_2 \cdot C_{u2} - u_1 \cdot C_{u1}}{g} \quad \text{ECUACION DE EULER}$$

Donde (**H**) es la energía que como **altura de carga** la bomba comunica al fluido. (**H**), por lo tanto depende de las velocidades dentro de la bomba, o sea las velocidades tangenciales de los álabes del rodete (**u1, u2**) en los puntos 1 y 2; y de las componentes (**Cu1, Cu2**) de las velocidades absolutas del fluido (**w1, w2**), de los ángulos de las trayectorias del fluido (**α1, α2**), además del efecto gravitacional (**g**).

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el impulsor, con lo cual la componente **Cu1** = 0, porque cos (90) es cero y debe **salir** formando un ángulo lo más pequeño posible <90º para que **Cu2** tienda a 1.

Si la componente **Cu1** de la velocidad absoluta en el punto inicial es igual a cero, ver Fig.3.9, (porque entra el fluido **radialmente** o sea **α=90º**), se mejora la conversión de energía y la Ecuación de Euler para bombas centrífugas se reduce a:

$$H = \frac{u_2 \cdot C_{u2}}{g} \quad \text{1a. ECUACION DE EULER}$$

### Discusión:

Para lograr una mayor **H** (altura de carga), se debe aumentar el valor de **u2** (velocidad del álabe del rodete) y que depende de aumentar la velocidad de giro del rodete (**W**), lo que equivale aumentar la acción centrífuga y por lo tanto se consigue mejorar la conversión de energía. **Mayor velocidad de rotación consigue mayor u2 y por lo tanto mayor altura de carga.**

La velocidad de rotación está limitada a un máximo de 4000 RPM. por efectos de cavitación y vibración. Lo más común es que oscile entre 1000 o 2000 RPM, aunque puede ser más alta para equipos pequeños; y mas bajas para equipos muy grandes.

En cuanto a la componente **Cu2**, entre menor sea su valor, mejor es el rendimiento de la bomba. Además se debe de procurar que el sentido del vector de la componente **Cu2** debe ser el mismo que el de **u2** para no cambiar el signo del resultado, (ver Fig. 3.11) lo que convertiría a una máquina **receptora de energía** en una máquina **motora de energía** (turbina).

En los equipos más grandes la potencia se gana a expensas del **Par**, o sea agrandando el equipo, esto es aumentando el diámetro (**D**) del rodete. Téngase también presente que de acuerdo con las ecuaciones de semejanza hidráulica, la potencia (**Pot**) es proporcional tanto al diámetro (**D**) como a la velocidad

de giro ( $W=N$ ) del rodete:

$$\text{Pot} \propto N^3 \cdot D^5$$

### Otra forma de Ecuación de EULER

En términos de la ley de los cosenos aplicada al triángulo de velocidades, que dice:

"El cuadrado de uno de los lados del triángulo es igual a la suma de los cuadrados de los otros dos lados menos el doble producto de los lados por el coseno del ángulo que los separa". ver Fig. 3.11 vectores en el punto 1 del álabe.

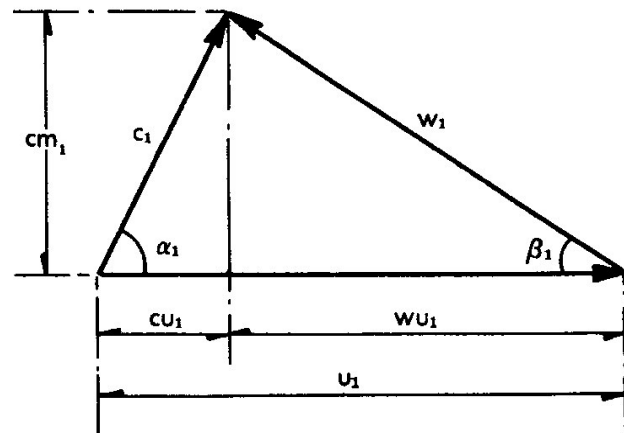


Fig. 3.11 Vectores en el punto 1 del álabe

A la entrada (punto 1 del álabe):

$$w_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2C_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)$$

A la salida (punto 2 del álabe):

$$w_2^2 = C_2^2 + u_2^2 - 2C_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\alpha_2)$$

Como del triángulo de velocidades:  $C_{u1} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1)$

Se sustituye y queda:

$$w_1^2 = C_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \cdot C_{u1}$$

Despejando **Cu1**:

$$C_{u1} = \frac{(C_1^2 + u_1^2 - w_1^2)}{2 \cdot u_1}$$

Igual deducción para el punto 2.

$$C_{u2} = \frac{(C_2^2 + u_2^2 - w_2^2)}{u_2}$$

Sustituyendo en Ec. 7. anulando y separando términos:

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad \text{2a. ECUACION DE EULER}$$

Ecuación que confirma que la altura de impulsión ( $H$ ) depende directamente de las velocidades en el interior e las bombas por lo tanto de los ángulos de curvatura de los

álabes.

Las dimensiones físicas correspondientes para cada expresión son de altura.

**La energía o altura de carga útil se compone de:**

$$\text{Energías de velocidades Absolutas: } \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

$$\text{Energías de velocidades tangenciales del álabe: } \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

$$\text{Energías de velocidades tangenciales del fluido: } \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

**Discusión:**

El primer término muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la altura de descarga del mismo y se conoce como energía de altura.

El segundo representa la altura generada debido a las fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa del líquido que viajan del diámetro **D1** al diámetro **D2** del álabe.

El último representa la altura generada debido al cambio de velocidad del fluido al pasar por el álabe.

En la práctica no se miden las verdaderas velocidades y sus direcciones. Lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad con los ángulos de las palas o alabes y por medio de la segunda ecuación de Euler se calcula la carga. Estos triángulos así trazados se llaman triángulos de Euler; y la altura obtenida, altura de carga de Euler o Altura Útil.

---

### 3.6. Graficando curvas de operación.

Las curvas características de operación de las bombas, que muestran la relación entre dos variables, permaneciendo las demás constantes, es de una gran utilidad en las máquinas de fluidos. En todas estas curvas la que más destaca es la curva **H vs Q**, o sea altura de carga contra caudal.

En el cálculo de la **H** (ideal, porque la ecuación no considera las pérdidas de energía dentro de la bomba) contra **Q** se supone que no hay recirculación del líquido dentro de la bomba, o sea **Cu1** es igual a cero, con lo cual se reduce la ecuación.

Como se trata de encontrar una expresión que muestre la altura de carga en función del caudal únicamente, porque las demás variables se consideran constantes, por ejemplo: un impulsor de un tamaño definido con un radio **r2**, girando a una velocidad definida **W** constante. Por lo tanto, solo se requiere expresar **Cu2** en función del caudal **Q** en la primera ecuación de Euler.

Se usa la ecuación de Euler para encontrar la relación entre la altura útil **H** en su forma



más simple y el caudal  $Q$ , o sea, se supone que el líquido entra al impulsor en forma radial es decir (no hay giro de agua a la entrada del impulsor) o sea se supone que la componente  $C_{u1} = 0$ , por tanto:

$$H = \frac{u_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

En la sección de triángulos de velocidades, vea Fig. 3.10, se obtuvo que:

$$C_{u2} = u_2 - W_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)}$$

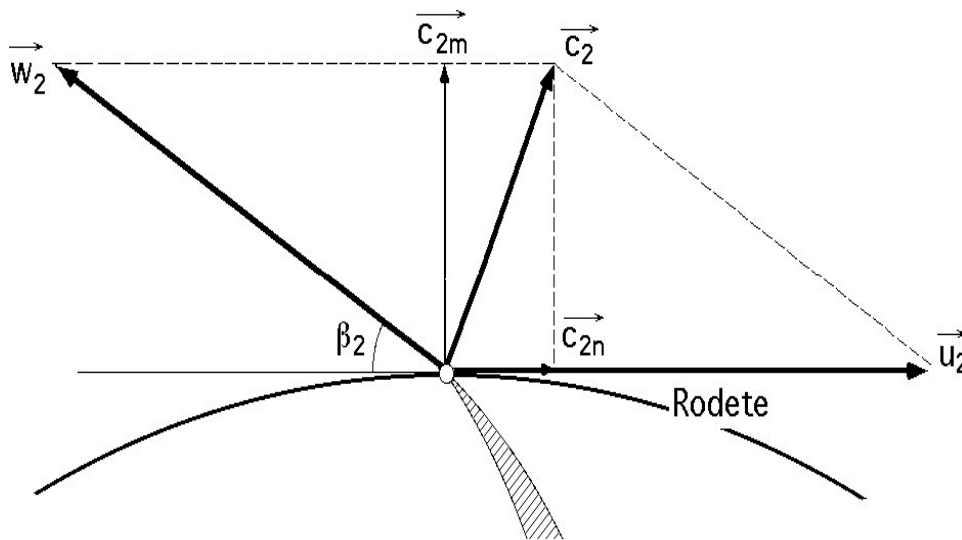


Fig. 3.13 Vectores en el punto 1 del álabe

Puede verse que la ecuación, como ya se explicó, corresponde a la ecuación de una línea recta, la cual dará la variación de la Altura útil de la ecuación de Euler ( $H$ ) con respecto al caudal ( $Q$ ) que se descarga.

Sustituyendo:

$$H = \frac{u_2 \cdot \left( u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_2)} \right)}{g} = \left( \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot C_{m2}}{g \cdot \tan(\beta_2)} \right)$$

Como:  $C_{m2} = \frac{Q}{A_2}$

**A<sub>2</sub>**: Área de salida de impulsión;  
**C<sub>m2</sub>**: Velocidad de flujo según área de flujo de salida;

Sustituyendo:

**β<sub>2</sub>**: Ángulo entre  $w_2$  y la dirección de  $u_2$

$$H = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g \cdot \tan(\beta_2) \cdot A_2} \cdot (Q)$$

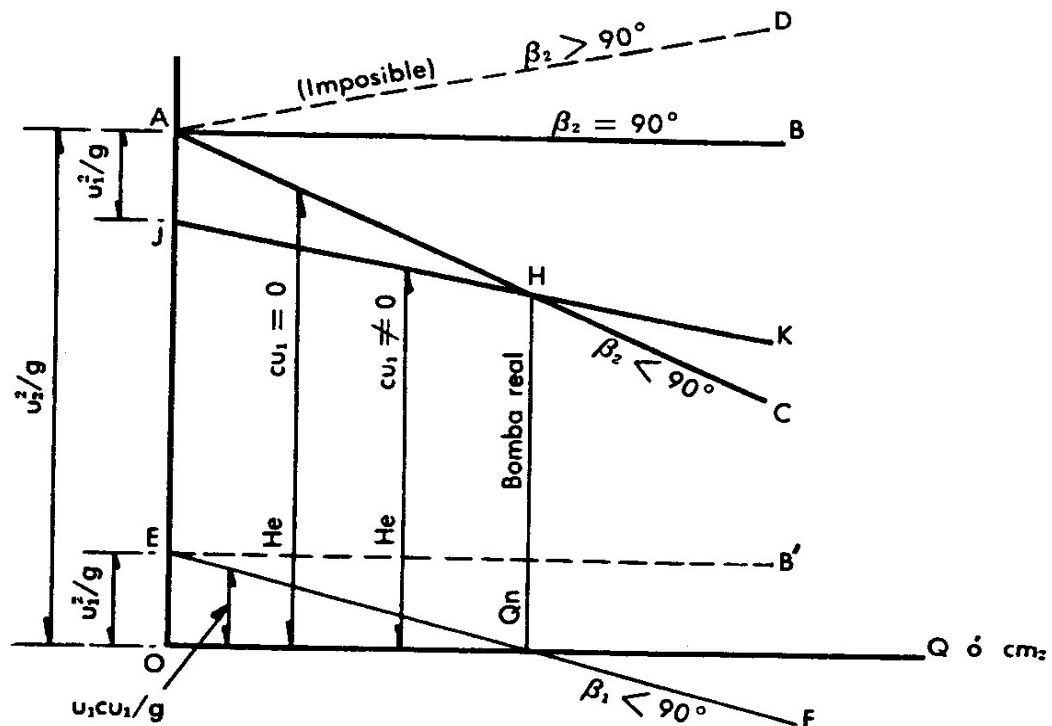
Si se considera que  $A_2$  y  $\beta_2$  son valores determinados constantes, la ecuación anterior se puede representar así:

$$H = K_1 - K_2 \cdot Q$$

Esta ecuación describe una recta con  $K_1$  como ordenada en el origen y con  $K_2$  como pendiente negativa de la recta. Según el valor del ángulo curvatura del álabe  $\beta_2$  en el punto 2 de salida del fluido impulsado ( $>90^\circ$ ,  $=90^\circ$ ,  $<90^\circ$ ), la tangente puede ser positiva, cero o negativa; dando lugar a las tres líneas ( $AD$ ,  $AB$ ,  $AC$ ) dibujadas en la Fig. 3.14. O sea el valor de  $H$  depende del valor del ángulo de salida  $\beta_2$  del fluido en el impulso.

O sea  $H=f(Q, \beta)$ .

$K_1$  también se conoce como **Altura de carga a caudal nulo** (shut off head) o carga producida por la bomba cuando su salida de descarga está cerrada, lográndose una simple recirculación del fluido provocándole un posible calentamiento. Al ser  $Q=0$ , será  $C_{m2}=0$ , lo que quiere decir que la velocidad absoluta solo tiene componente tangencial.



Curva "H-Q" de Euler

Fig. 3.14 Curva "H vs Q de Euler".

**Discusión:**

Observe que del valor del ángulo de salida  $\beta$  del álabe dependerá mucho la cantidad y

calidad de **energía transferida de rotor al fluido**, o sea  $H=f(Q,\beta_2)$ .

Para  $\beta > 90$ , significa que el impulsor tiene los álabes **curvados hacia atrás**, condición para un buen rendimiento aunque con baja conversión energética.

Para  $\beta = 90$ , significa los álabes del impulsor son rectos a la salida; el rendimiento es bajo pero la conversión es mejor.

Para  $\beta < 90$ , significa que el impulsor tiene los álabes **curvados hacia adelante**, produciendo una **C2** muy alta, con muy mal rendimiento aunque la conversión de energía es muy alta.

Si en el caso más general, **Cu1** no es cero, la conversión de energía tiene la forma general siguiente:

$$H = \left[ \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g \cdot \tan(\beta_2)} \cdot (Q) \right] - \left[ \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1}{g \cdot \tan(\beta_1)} \cdot (Q) \right]$$

Que indica que se disminuye la energía convertida (**rotor al fluido**) cuyo valor será el comprendido entre las dos rectas **JK, EF** en la Fig. 3.14.

En cuanto al **grado de reacción GR**, también está en función del ángulo de salida del fluido  $\beta_2$ , o sea  $GR=f(\beta_2)$ . De la segunda ecuación de Euler:

$$GR = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{H}$$

Con las condiciones establecidas y observando que:

$$w_2 = \frac{Cm_2}{\text{sen}(\beta_2)} \quad w_2^2 = \frac{Cm_2^2}{\text{sen}(\beta_2)^2}$$

$$w_1^2 = u_1^2 + Cm_2^2 = 2 \cdot Cm_2^2$$

Sustituyendo:

$$GR = \frac{\frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left( 4Cm_2^2 - Cm_2^2 + 2 \cdot Cm_2^2 - \frac{Cm_2^2}{\text{sen}(\beta_2)^2} \right)}{2 \cdot \frac{Cm_2^2}{g} \cdot (2 - \cot(\beta_2))}$$

Simplificando y sabiendo que:  $\frac{1}{\text{sen}(\beta_2)^2} = 1 + \cot(\beta_2)^2$

$$GR = \frac{4 - \cot(\beta_2)^2}{4 \cdot (2 - \cot(\beta_2))} = \frac{(2 + \cot(\beta_2)) \cdot (2 - \cot(\beta_2))}{4 \cdot (2 - \cot(\beta_2))}$$

$$GR = \frac{2 + \cot(\beta_2)}{4}$$

Analice la Fig. 3.15 donde se descubre la importancia del valor del ángulo  $\beta_2$ , tanto en la función  $H=f(Q, \beta_2)$  como en  $GR=f(\beta_2)$ .

Para:  $\beta_2 = 26.50$        $H = 0$        $GR = 1$

Como:

$$H = \frac{u_2 \cdot C_{u2}}{g} \quad \text{y} \quad u_2 \neq 0 \quad \text{debe ser} \quad C_{u2} = 0$$

Entonces:  $\tan(\beta_2) = \frac{C_{m2}}{u_2}$       Siendo:  $C_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot e_2}$

O sea, la velocidad absoluta es radial ( $C_2 = C_{m2}$ ) ver Fig 3.16a, teniendo entonces un mínimo absoluto el valor de la energía transferida.

En este caso ( $C_1 = C_{m2} = C_2$ ) y ( $V_{ru2} = -u_2$ ) y como ( $V_{ru1} = -u_1$ ) se advierte que la acción centrífuga queda neutralizada por la carga estática debido al cambio en la velocidad relativa, esto es toda la acción centrífuga no alcanza más que a acelerar el fluido entre los álabes sin producir una carga estática positiva. Tampoco se tiene carga dinámica pues  $C_1 = C_2 = C$  resultando  $H=0$  como se acaba de ver.

Recíprocamente, si  $H=0$  y  $H_{dinámico}=0$  resulta:  $H_{est}=0$ .

A medida que  $\beta_2$  va tomando valores mayores que 26.5, la  $C_2$  se va haciendo ligeramente mayor y la  $C_{m2}$  va estando en el sentido de la  $u_2$ , ver Fig 3.16b que es lo correcto para que el producto  $C_{u2}$  no cambie de signo.  $C_{u2}$

Para valores de:  $C_{u2} \neq 0$

Pero pequeños, la  $C_2$  es pequeña y se tienen buen rendimiento aunque es baja la energía transferida por ser reducida la  $C_{u2}$ . Se ve también que si  $C_2$  se acerca al valor  $C_{m2}$  o lo que es lo mismo al de  $C_1$  que es igual a  $C_{m2}$  entonces la carga dinámica:

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad \text{tiende a cero}$$

Lo cual es satisfactorio pero se reduce también la carga estática ya que  $C_{m2}$  aumenta y el término:

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

disminuye o puede hacerse negativo llegando a veces a producir una resta en lugar de una adición a la carga de presión; esto es la acción centrífuga:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

se emplea en parte en producir una aceleración inútil del fluido desde la entrada a la salida del álabe. Ver Fig. 3.16a.

Sin embargo las condiciones de buen rendimiento exigen una **C<sub>2</sub>** chica y la manera de conseguirla es aproximando su valor a la radial **C<sub>m2</sub>** y siempre con una proyección sobre la tangente **C<sub>u2</sub>** en el sentido de **u<sub>2</sub>**. Esto exige valores de **β<sub>2</sub>** chicos pero ligeramente superiores al que hace que **H=0** y **GR=1**; o sea con un grado de reacción alto, ligeramente inferior a la unidad, la energía transferida es baja pero el rendimiento es bueno en una bomba centrífuga, que es lo que debe buscarse. Ver Fig. 3.16b.

Si **β<sub>2</sub>** aumenta demasiado, la **C<sub>2</sub>** aumenta también y baja el rendimiento, aunque crece la energía transferida al hacerse más grande **C<sub>u2</sub>**, pero bajo la forma de carga dinámica que no interesa. La condición de buen rendimiento exige siempre un valor a **β<sub>2</sub>** inferior a 90°, esto es *álabes curvos hacia atrás*. Para **β<sub>2</sub>=90°**, **H=2**, **Gr=1/2**; los álabes son radiales a la salida, el grado de reacción y la carga estática disminuyen, la **C<sub>2</sub>** es grande y el rendimiento baja, aunque **C<sub>u2</sub>** crece y aumenta la energía transferida. Ver Fig. 3.16c. Como se verá oportunamente al estudiar las características, este valor **β<sub>2</sub>=90°** es favorable en ciertos casos en que se quiere mantener una carga constante con gasto variable.

Para **β<sub>2</sub>>90°** (álabes curvados hacia adelante), la **C<sub>2</sub>** crece aún más disminuyendo el rendimiento. Ver Fig. 3.16d.

Para **β<sub>2</sub>>153.5°** la **GR=0** lo que significa que solo se produce carga dinámica en el fluido, con una **C<sub>2</sub>** altísima y como consecuencia muy mal rendimiento pues la carga estática a la salida del impulsor será nula y será preciso convertir la carga dinámica en  
 -----continua.....

**Condiciones de buen rendimiento.**- Como resultado de todo este análisis para lograr un buen funcionamiento y rendimiento, la bomba debe:

- 1.-Girar con los álabes curvados hacia atrás.
- 2.-Que el ángulo **β<sub>2</sub>** del álabe a la salida sea ligeramente superior al que corresponde a una energía transferida nula.

El proyectista deberá juzgar en cada caso la tolerancia que convinga admitir para el valor de **β<sub>2</sub>**, realizando alguna experimentación con ciertos valores

**Número de álabes.**- El número de álabes **Z** está basado en la experiencia y se fija una vez que se haya definido el perfil del álabe. Conviene que el número sea reducido para disminuir las pérdidas por fricción siempre que la divergencia de los ductos entre álabes no de lugar a separación de los fluidos de los contornos y a turbulencias. Generalmente el número está comprendido entre 5 y 12 álabes. Ángulos grandes del álabe admiten más álabes.

### Ejemplo 1

Una bomba centrífuga de impulsor tipo cerrado y álabes curvados hacia atrás, con una velocidad axial de entrada ( $Va$ ) y una entrada de flujo radial al álabe ( $\alpha 1$ ) y con un ángulo tangencial de salida de flujo del álabe de 30 grados ( $\beta 2$ ) que tiene las siguientes características:

$$Va := 10 \frac{\text{ft}}{\text{sec}} \quad D1 := 1.25 \text{ in} \quad D2 := 5.0 \text{ in} \quad e2 := \frac{1}{8} \text{ in} \quad \beta 2 := 30 \cdot \text{deg}$$

Sabiendo que  $\alpha 1 = 90^\circ$ :  $C1 = C_m = C_{m1} = C_{m2}$  Por lo tanto:  $C_{u1} := 0$   
(Ver Fig. 3.11)

Por lo tanto:

$$H = \left[ \frac{u1^2}{g} - \frac{u1}{g \cdot \tan(\beta 1)} \cdot (Q) \right] = 0$$

Considerando:  $N = W$   $N := 3460$   $\eta := 100$

Calcular:  $Q, H, H, \text{Pot}, H=f(Q), \dots, \beta$ , la acción centrífuga  $G$  y  $N$

Solución:

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot D1^2 \cdot \left( \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)^2 \quad A = 7.917 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q = A \cdot Va \quad Q := \frac{\pi}{4} \cdot (1.25 \text{ in})^2 \cdot \left( \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)^2 \cdot \left( 10 \frac{\text{ft}}{\text{sec}} \right) \quad Q = 0.085 \frac{\text{ft}^3}{\text{sec}}$$

$$H = \frac{u2^2}{g} - \frac{u2}{g \cdot \tan(\beta 2)} \cdot (Q)$$

Convertir velocidad rotacional a lineal:  $u = N \cdot \text{Perímetro} = N \cdot (\pi \cdot D)$

$$u2 = N \cdot \pi \cdot D2 \quad u2 := \pi \cdot \frac{3460}{60} \cdot \frac{5}{12} \quad u2 = 75.485 \frac{\text{ft}}{\text{sec}}$$

$$A2 = \pi \cdot D2 \cdot e2 \quad A2 := \pi \cdot \frac{5}{12} \cdot \frac{1}{8 \cdot 12} \quad A2 = 0.014 \text{ ft}^2$$

$$K1 = \frac{u2^2}{g} \quad K1 := \frac{(75.485)^2}{32.2} \quad K1 = 176.956$$

$$K2 = \frac{u^2}{g \cdot \tan(\beta_2) \cdot A_2}$$

$$K2 := \frac{75.485}{32.2 \cdot \tan(30\text{deg}) \cdot 0.014}$$

$$K2 = 290.026$$

Para el caudal de diseño:  $Q := 0.085$

$$H = K1 - K2 \cdot Q$$

$$H := 177 - 290 \cdot Q$$

$$H = 152.35 \quad \text{pies}$$

La potencia teórica para una eficiencia 100%:

$$\eta := 1 \quad \gamma := 62.4 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}$$

$$f := 550$$

$$\text{Pot} := \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot f}$$

$$\text{Pot} = 1.469 \quad \text{HP}$$

$$\frac{550 \cdot \left( \frac{\text{lbf} \cdot \text{pie}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{HP}}$$

Graficando tres angulos diferentes de ( $\beta_2$ ):

$$Q := 0, 0.01 \dots 0.09$$

$$\beta_2 = 30$$

$$H1(Q) := 177 - 290 \cdot Q$$

---


$$\beta_2 := 60\text{deg}$$

$$K2 := \frac{75.485}{32.2 \cdot \tan(\beta_2) \cdot 0.014}$$

$$H2(Q) := 177 - K2 \cdot Q$$

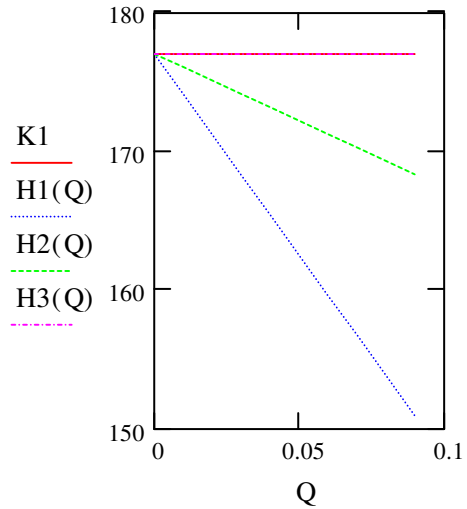
---


$$\beta_2 := 90\text{deg}$$

$$K2 := \frac{75.485}{32.2 \cdot \tan(\beta_2) \cdot 0.014}$$

$$H3(Q) := 177 - K2 \cdot Q$$

Observe como cuando el ángulo es 90 grados, K2 es cero por lo tanto la altura es igual que K1.



## CURVAS DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que opera a velocidad constante puede descargar cualquier capacidad desde cero a un valor máximo que depende del tamaño de la bomba, diseño y condiciones de succión. La carga total generada por la bomba, la potencia requerida para moverla y la eficiencia resultante varían con la capacidad o caudal manejado.

Las interrelaciones de capacidad (Q), carga hidrostática (H), potencia (Po) y la eficiencia (η) se denominan parámetros característicos de la bomba. Estas interrelaciones se muestran mejor gráficamente, y la grafica obtenida se llama curva de operación de la bomba. La carga, fuerza y eficiencia generalmente se trazan contra la capacidad a velocidad constante, como se muestra en la Fig.3.1, donde se muestran las tres curvas características de operación de la bomba.



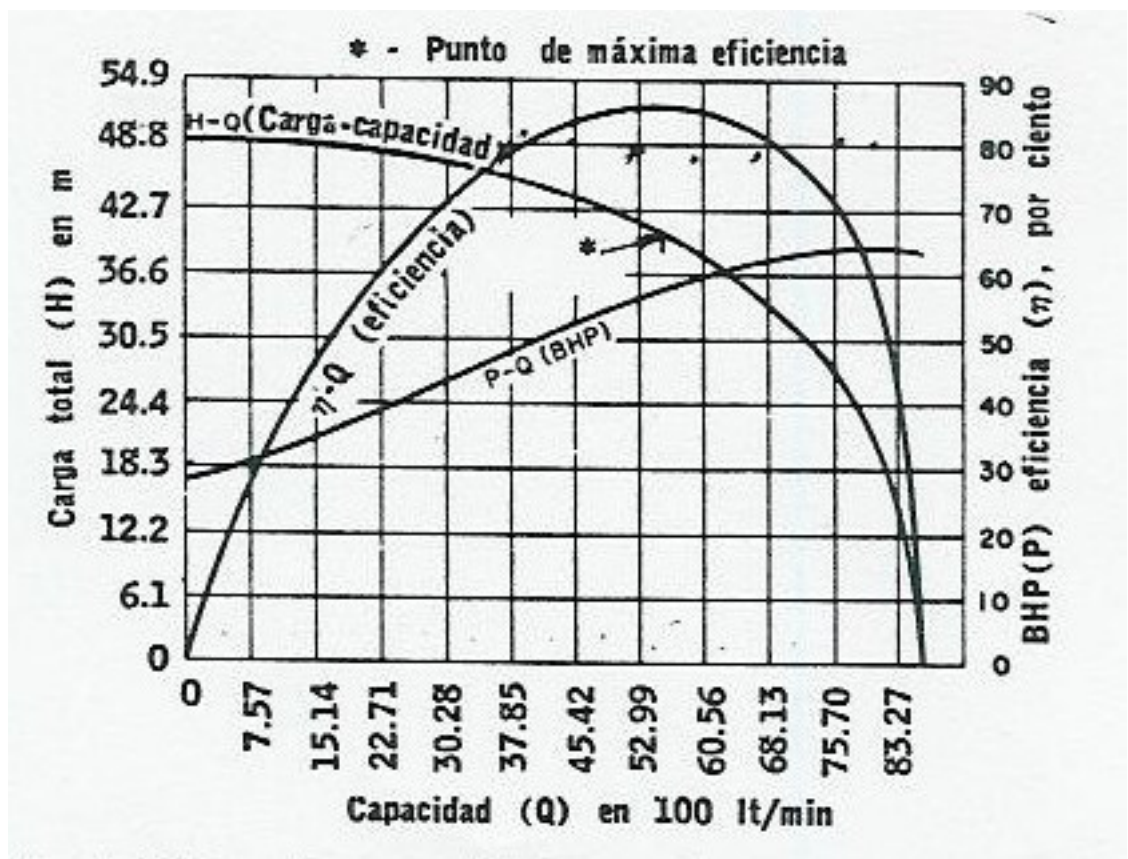


Fig. 3.... Curvas características de bombas centrífugas

Es posible para problemas especiales, sin embargo trazar cualquiera de tres contra un cuarto componente cualquiera. Cuando se usan impulsores de velocidad variable, se incluye un quinto componente, la velocidad de operación de la bomba expresada en RPM.

Cuando las consideraciones de succión pueden ser críticas, la curva límite de elevación de succión contra capacidad, o la curva de requerimiento de NPSH contra capacidad es la que se muestra con frecuencia. Muchas otras relaciones se pueden mostrar en la misma grafica según lo requieran estudios especializados, por ejemplo, la velocidad específica trazada contra la capacidad.

La curva H-Q en la Fig. 3..., que muestra la relación entre la capacidad (Q) y la carga total (H), se llama curva de carga-capacidad. Con frecuencia se clasifican las bombas basándose en las forma de sus curvas de carga-capacidad, como se describe más adelante.

La curva P-Q en la Fig. 3..., muestra la relación entre la potencia (P) y la capacidad (Q) de la bomba, es la curva de potencia-capacidad; pero generalmente se refiere uno a ella como la curva de caballaje al freno, o la curva de BHP.

La curva η-Q en la Fig. 3... que muestra la relación entre la eficiencia (η) y la capacidad (Q), se llama propiamente la curva de eficiencia-capacidad pero comúnmente se llama la curva de eficiencia.

Generalmente, la grafica de característica de una bomba está hecha para una variación de capacidad cero a la capacidad máxima de operación de la unidad. Las escalas en la graficas para carga, eficiencia y potencia al freno (BHP) tienen todas la misma línea de cero a la base de la grafica ver Fig. 3....

En algunos casos, la curva se hace para una variación limitada de capacidad. En otros casos, para permitir una presentación más clara, las escalas de carga eficiencia y fuerza se seleccionan de manera que no coinciden sus líneas de cero y algunas veces estas escalas se amplían tanto que su desarrollo total se puede ver en grafica.

Curva ideal  $H=f(Q)$

### **3.10 Funcionamiento de bombas centrífugas en paralelo**

Cuando con una sola bomba no es posible lograr el caudal ( $Q$ ) del punto de servicio B deseado, existe la posibilidad de disponer dos o más bombas en paralelo que alimente a una tubería común. En tal caso, lo mas conveniente (razones económicas) suele ser instalar bombas de la misma clase y tamaño (Formas constructivas de bombas, véase Cáp. 8.5.).

Consecuentemente, en tal caso (véase Fig. 3. 8) cada bomba se dimensionará para el mismo caudal  $0,5 \times Q$ .

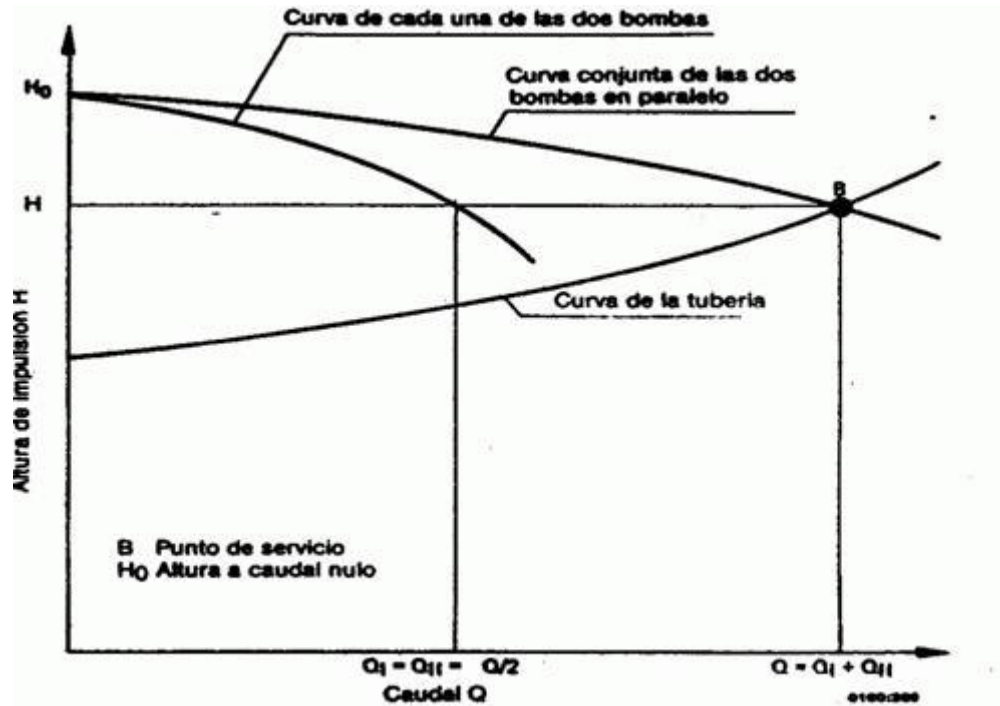


Fig. 8 Servicio en paralelo de dos bombas centrífugas iguales con idéntica altura a caudal nulo  $H_0$ .

En la Fig. 3.9 se expone otra posibilidad. Dos bombas con idénticas alturas a caudal nulo  $H_0$ , pero de capacidades diferentes  $Q_I$  y  $Q_{II}$ , que trabajan en paralelo en un determinado punto de servicio  $B$  alimentando una tubería común. En tales condiciones, los caudales  $Q_I$  y  $Q_{II}$ , de las bombas 1 y 2 respectivamente, se suman resultando un caudal total  $Q_I + Q_{II}$  correspondiente a una misma altura manométrica de cada una de ellas.

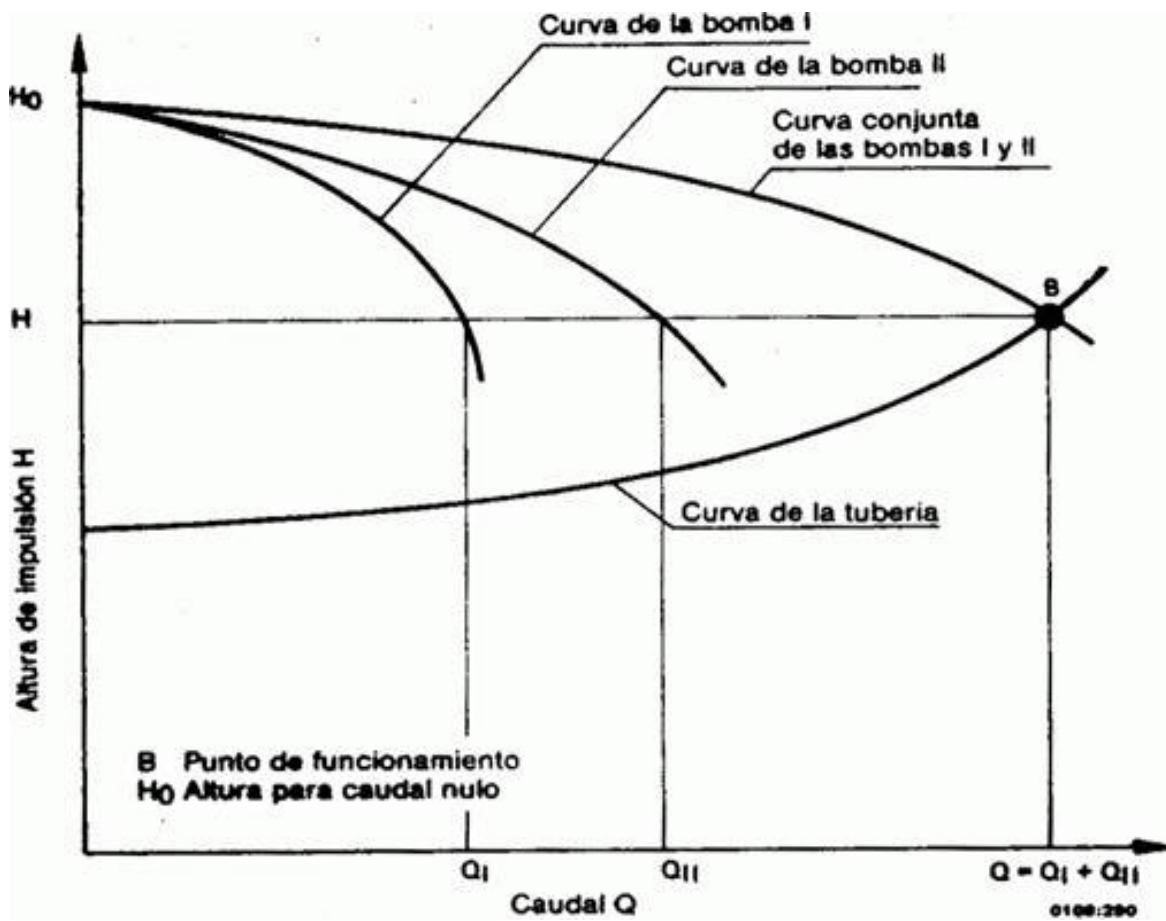


Fig.3.9 Servicio en paralelo de dos bombas con idéntica altura a caudal  $H_0$