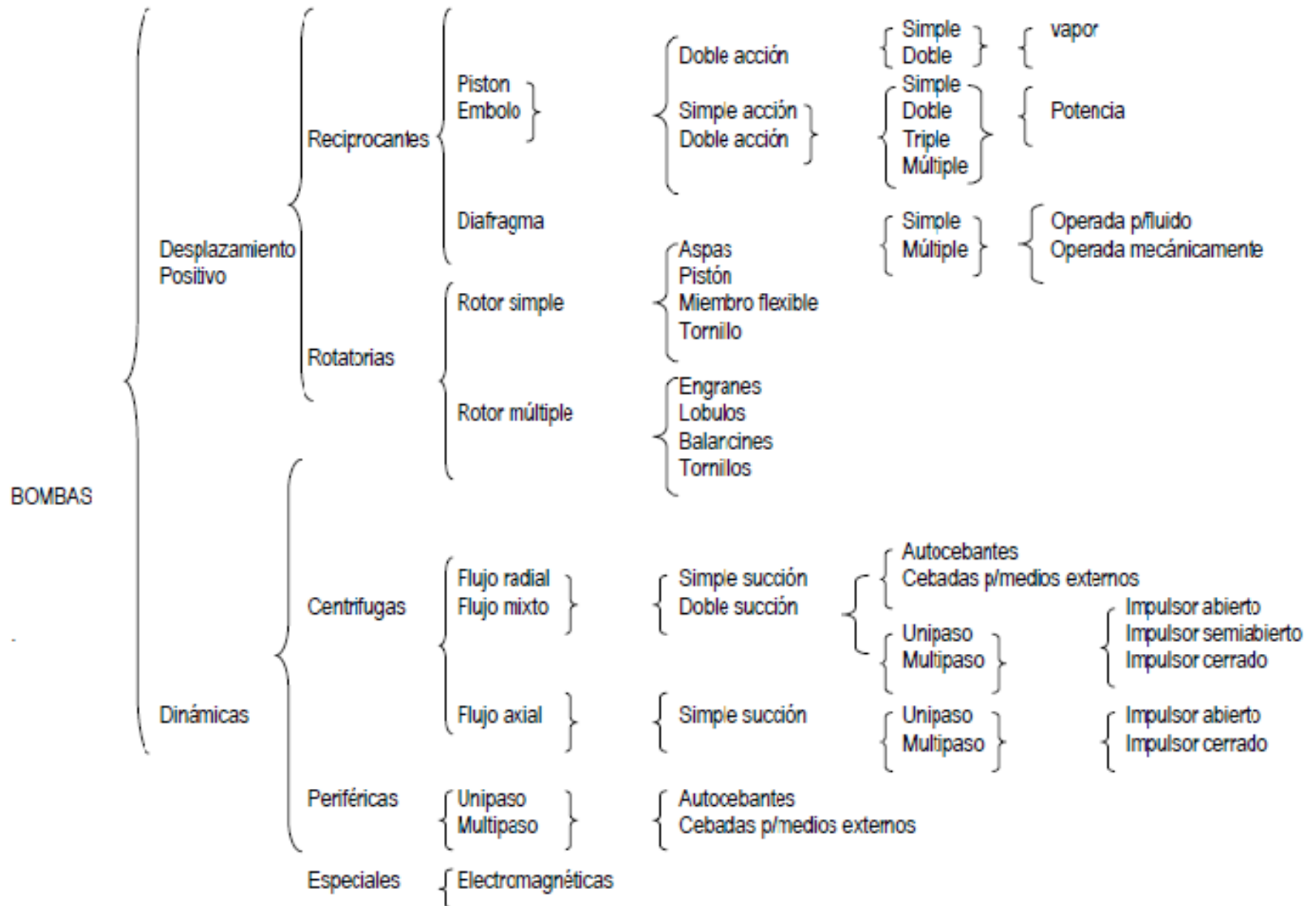


CLASIFICACIÓN

CLASIFICACIÓN DE BOMBAS



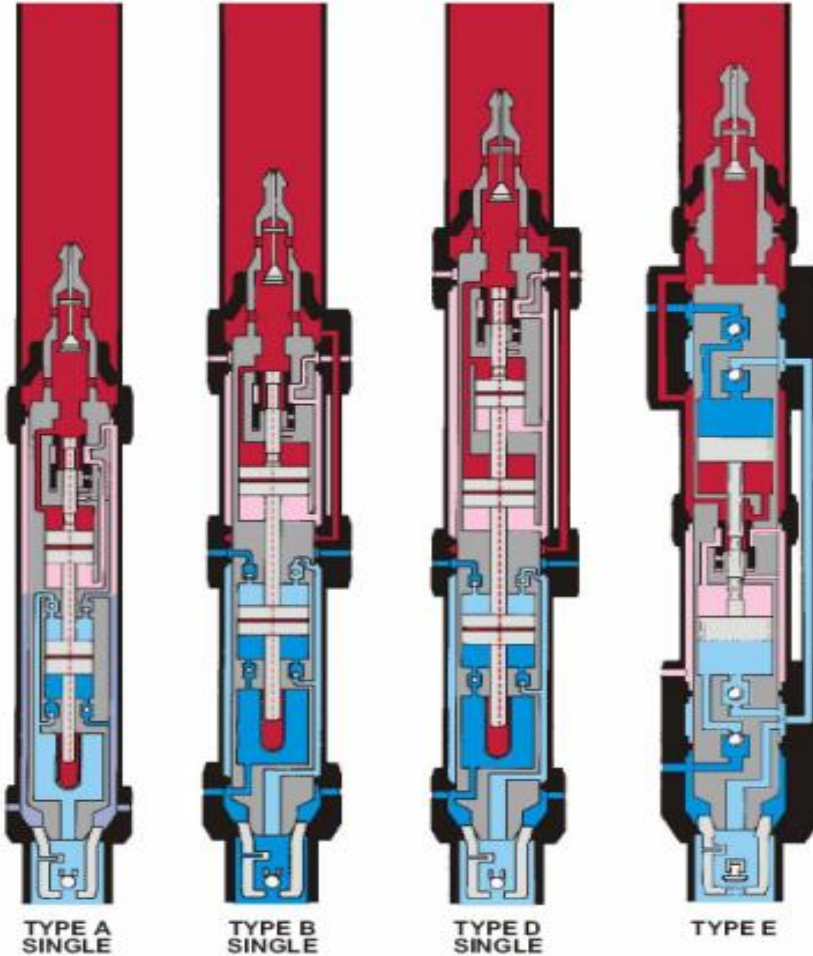
BOMBEO HIDRÁULICO

PCP

Hydraulic Piston Pumps

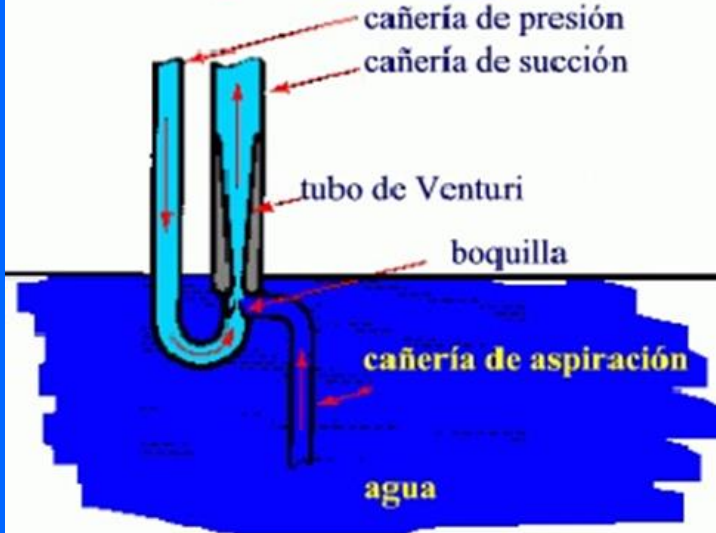
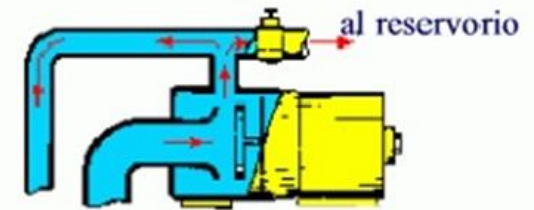
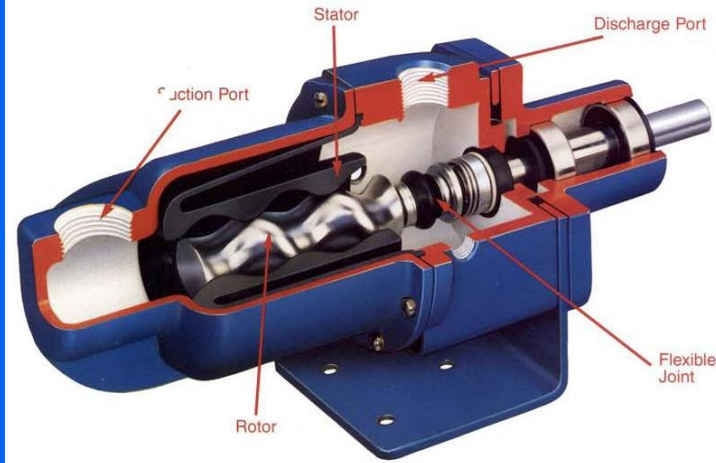
Kobe Type A Pump

All fluid passages are enclosed within the outer tubes of this pump design, making it applicable to either the Fixed Insert or "Free Pump" installation. The design requires only a single external seal when run as a "Free Pump" into the downhole bottom hole assembly. Type A Pumps are available in 2 through 4 inch tubing sizes and may be fitted with single or double pump ends.

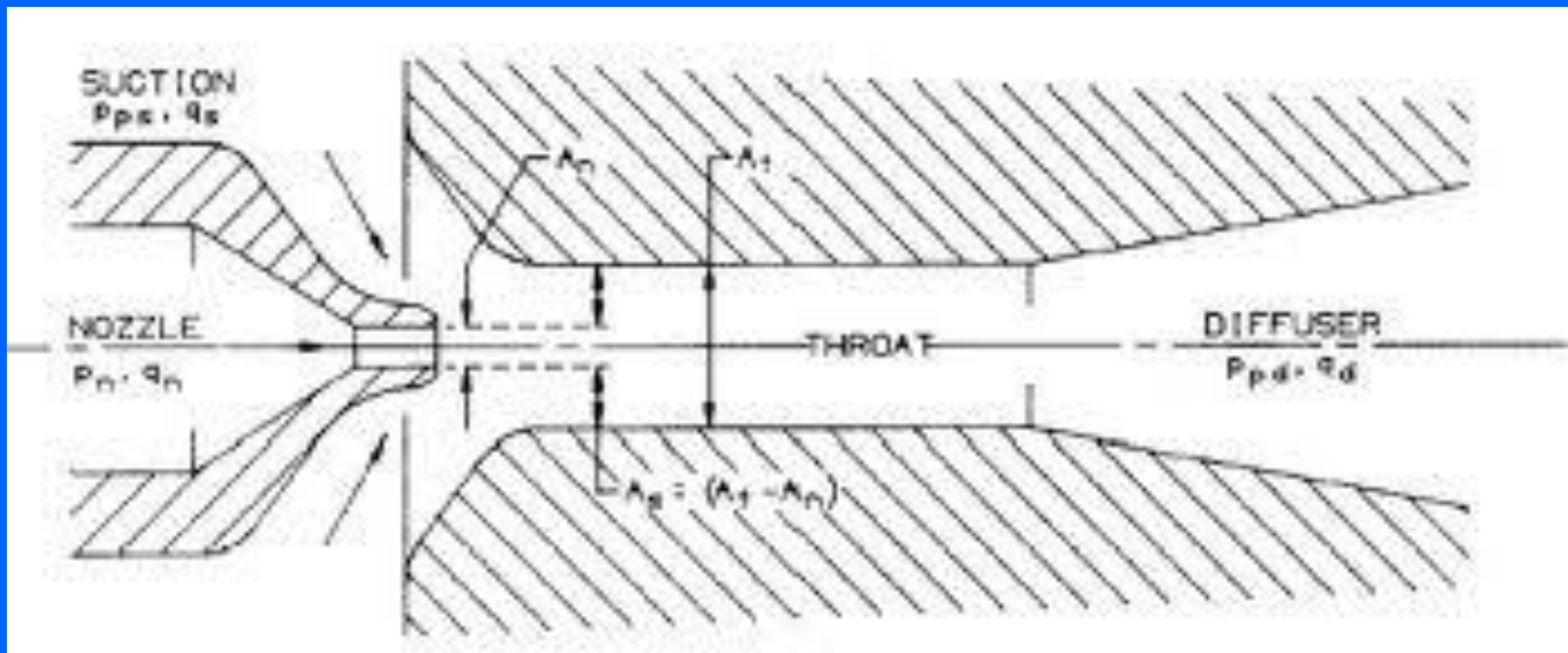


Kobe Type B Pump

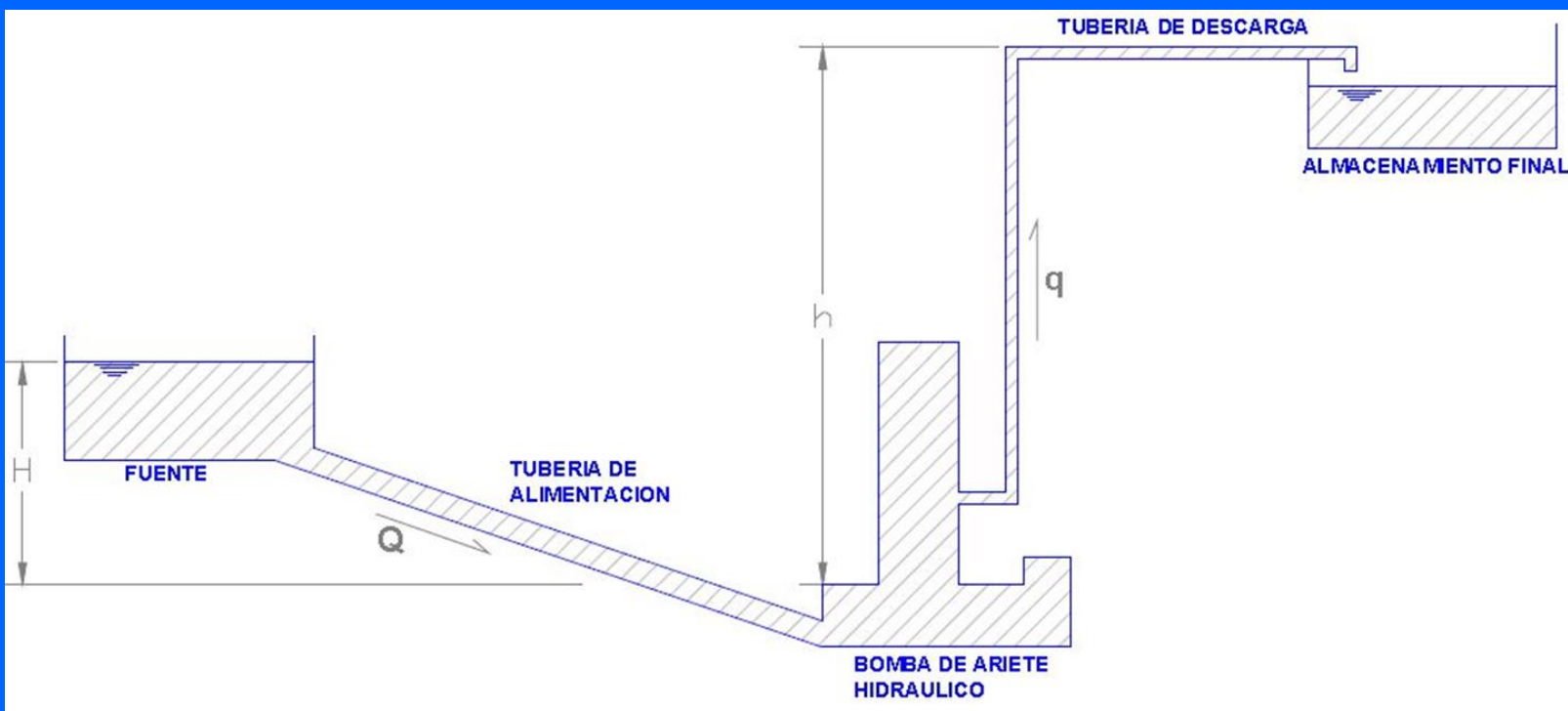
The Type B Pump is designed as a "Free Pump" to utilize the bottom hole assembly for fluid passages which are external to the pump. This permits use of larger pump and engine pistons to gain greater displacement capacity. These passages are established between the pump and the bottom hole assembly by means of multiple external seals on the pump. The Type B Pump is available as a "Free Pump" for 2, 2-1/2 and 3 inch tubing sizes and may be fitted with single or double pump ends.



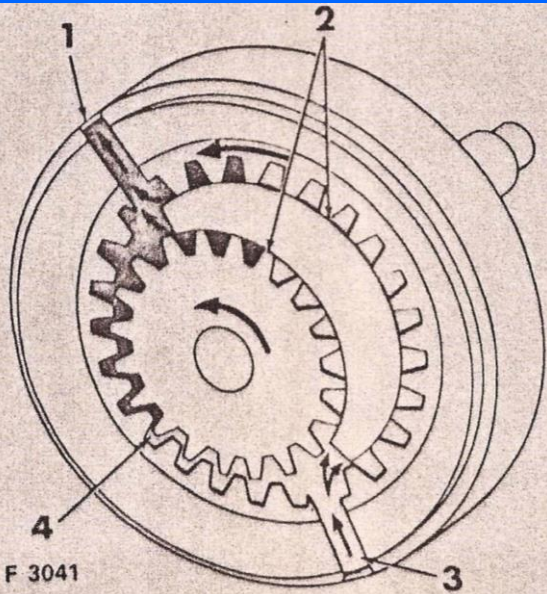
JET



VENTURI



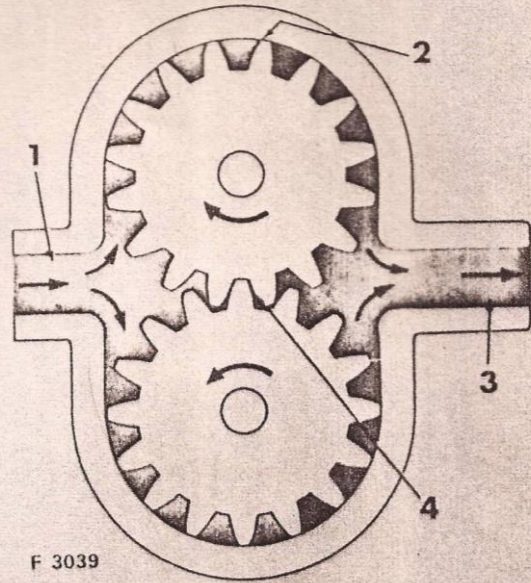
GOLPE DE ARIETE



F 3041

- 1 — Boca de salida
- 2 — Cierre hermético
- 3 — Boca de entrada
- 4 — Cierre hermético

Fig. 8 — Funcionamiento de la bomba de engranajes internos

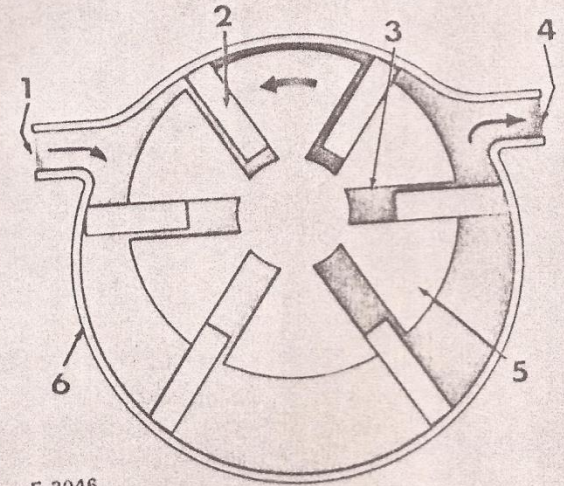


F 3039

- 1 — Entrada
- 2 — Cierre hermético
- 3 — Salida
- 4 — Cierre hermético

Fig. 6 — Funcionamiento de la bomba de engranajes externos

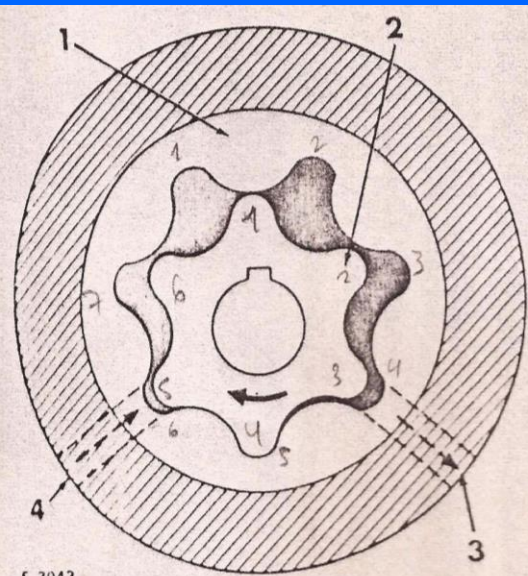
BOMBAS DE PALETAS SIN EQUILIBRAR



F 3046

- 1 — Boca de entrada
- 2 — Paleta
- 3 — Ranura
- 4 — Boca de salida
- 5 — Rotor
- 6 — Estator

Fig. 13 — Funcionamiento de la bomba de paletas sin equilibrar



F 3043

- 1 — Estator
- 2 — Rotor
- 3 — Boca de salida
- 4 — Boca de entrada

Fig. 10 — Funcionamiento de una bomba de rotor

BOMBAS DE PALETAS

Las bombas de paletas tienen muchas aplicaciones y pueden ser simples, dobles y hasta triples. En las bombas de paletas mueven el aceite por un rotor con ranuras en las que van alojadas las paletas. Las bombas de paletas más empleadas son de dos tipos:

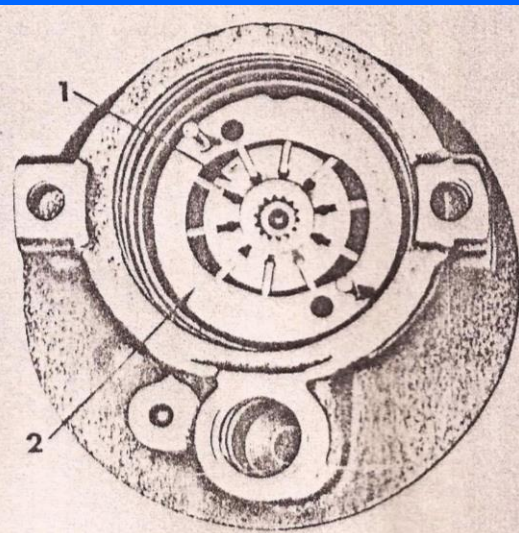
- Bombas de paletas equilibradas
- Bombas de paletas sin equilibrar

- Bombas de paletas equilibradas
- Bombas de paletas sin equilibrar

Las bombas de paletas equilibradas son de caudal variable, mientras que las bombas de paletas sin equilibrar pueden ser de caudal fijo o variable.

BOMBAS DE PALETAS EQUILIBRADAS

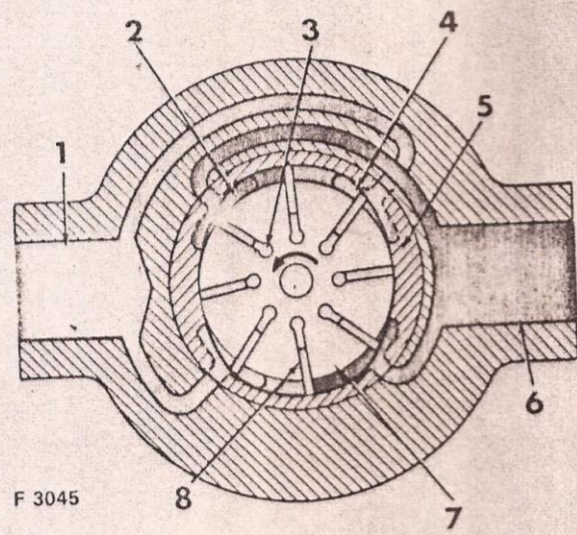
Una bomba de paletas equilibradas (Fig. 11) consta de un rotor de forma ovalada que gira dentro de un estator con ranuras en las que van alojadas las paletas. Este se desplaza en sentido radial, hacia dentro o hacia fuera.



F 3044

- 1 — Rotor con paletas
- 2 — Estator de cavidad ovalada

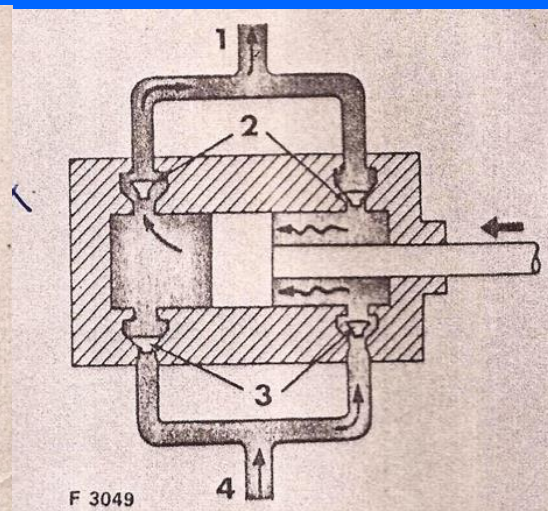
Fig. 11 — Bomba de paletas equilibrada



F 3045

- 1 — Boca principal de entrada
- 2 — Boca de salida
- 3 — Ranura
- 4 — Boca de entrada
- 5 — Estator
- 6 — Boca principal de salida
- 7 — Rotor
- 8 — Paleta

Fig. 12 — Funcionamiento de la bomba de paletas equilibrada



F 3049

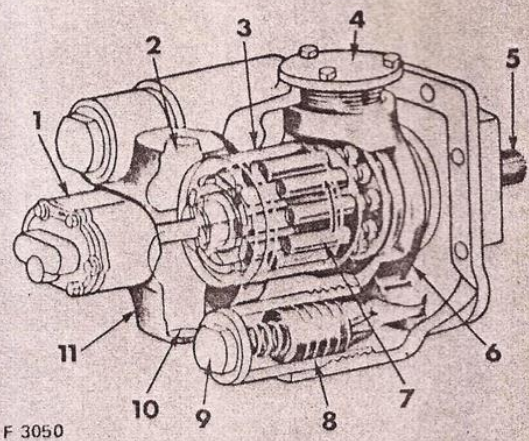
- 1 — Boca de salida
- 2 — Válvulas de retención
- 3 — Válvulas de retención
- 4 — Boca de entrada

Fig. 16 — Bomba de pistón de doble efecto

BOMBAS DE PISTONES AXIALES

Las bombas de pistones axiales se dividen en dos grandes grupos: de eje y pistones en línea, y de eje angulado.

Bombas de pistones axiales en línea

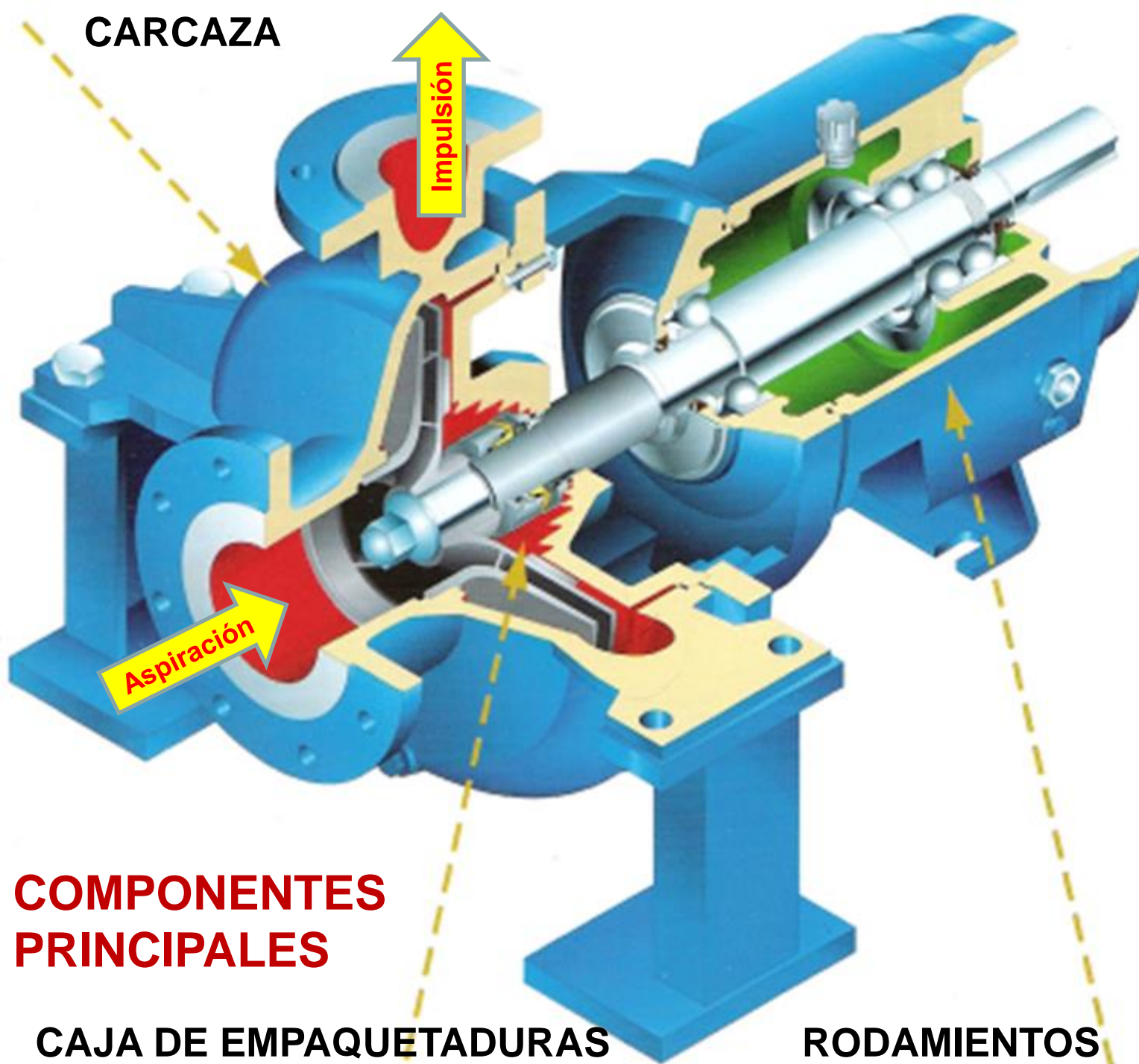


F 3050

- 1 — Bomba de carga
- 2 — Boca A
- 3 — Bloque de cilindros
- 4 — Pivote
- 5 — Eje de accionamiento
- 6 — Placa oscilante
- 7 — Pistón
- 8 — Servo-pistón
- 9 — Servo-cilindro
- 10 — Boca B
- 11 — Tapa

Fig. 17 — Bomba de pistones axiales en línea, de caudal variable

CARCAZA



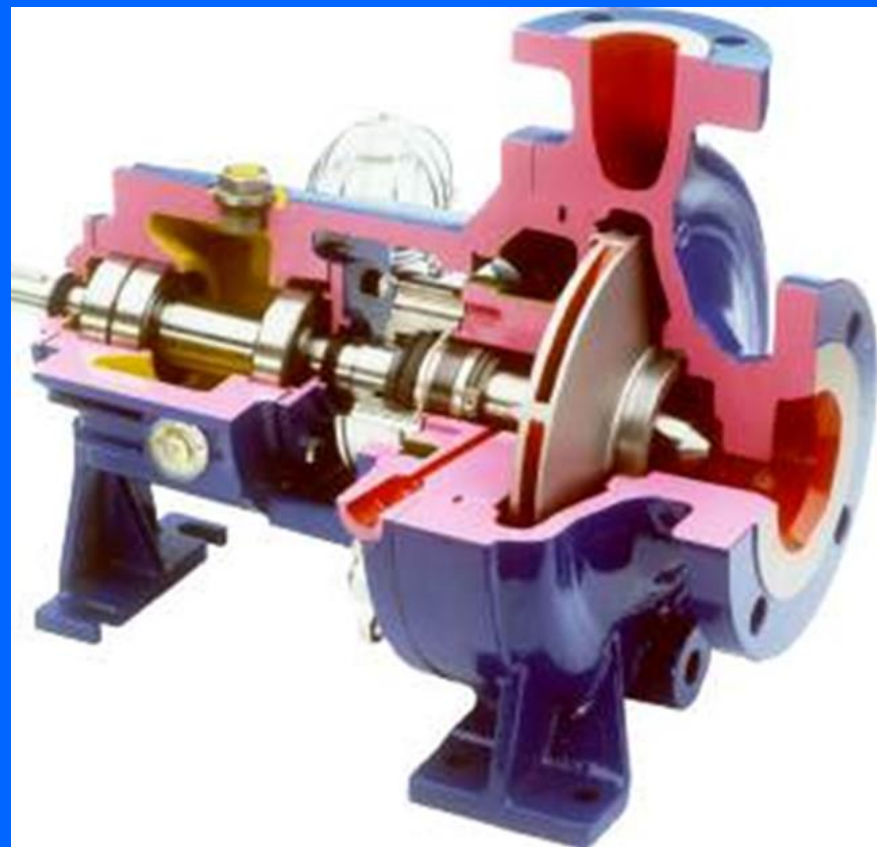
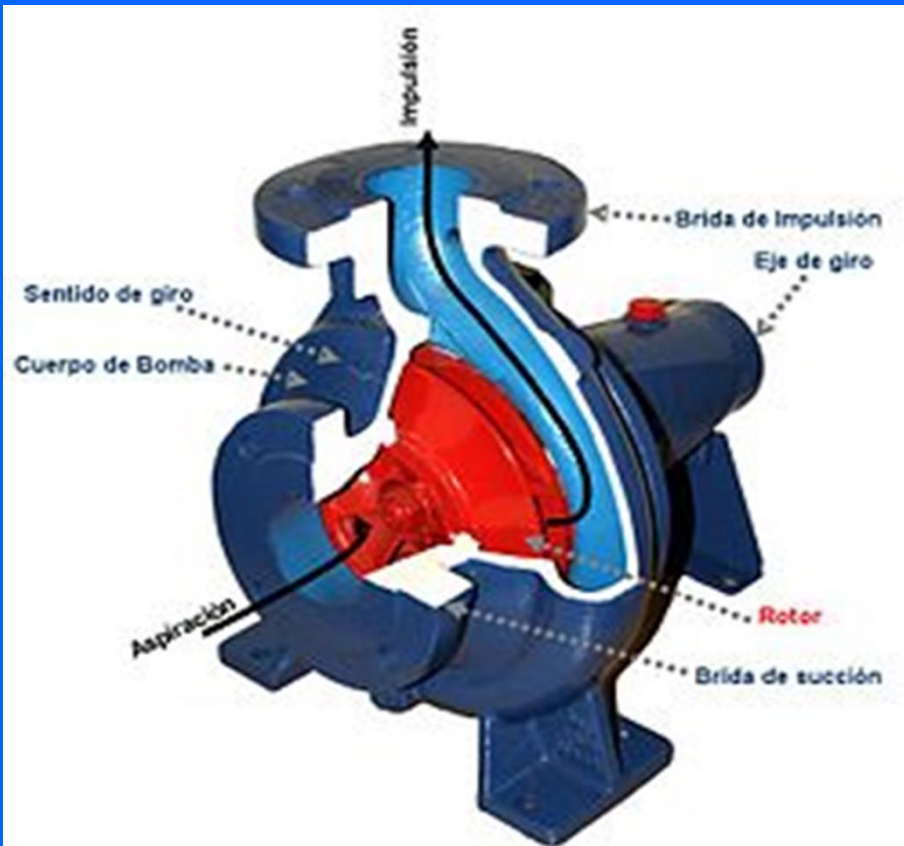
Impulsión

Aspiración

**COMPONENTES
PRINCIPALES**

CAJA DE EMPAQUETADURAS

RODAMIENTOS

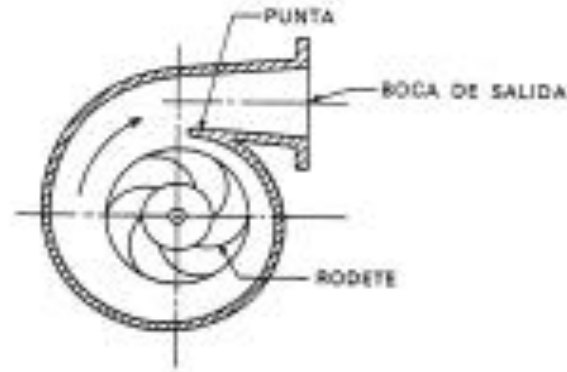


La bomba absorbe energía mecánica y restituye al líquido que la atraviesa energía hidráulica.

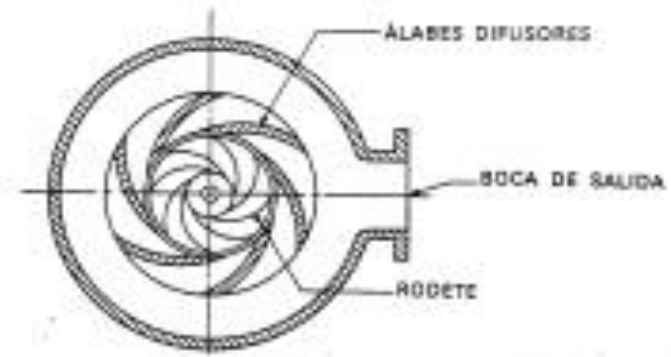
Se verán las turbomáquinas, es decir, aquellas que son siempre rotativas y el rodete comunica su energía al fluido como energía cinética.

El líquido penetra al rodete constituido por una serie de álabes y sale hacia una carcasa de sección creciente que se llama voluta.

RODETES O IMPULSORES



Bomba eje horizontal con carcasa de voluta

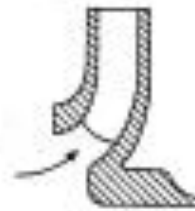


Bomba eje vertical con difusores

IMPULSORES DE DIFERENTES TIPOS TAMAÑOS Y MATERIALES



Los impulsores pueden ser cerrados, abiertos y semi abiertos, normalmente se fabrican de Hierro Vaciado, Bronce, Acero Inoxidable y Plástico



Álabes de flujo radial interior

* Margen de velocidad específica N_s

$\leq 2.500 *$



Álabes Francis de flujo mixto

2.500-5.000 *



Álabes de rodete de flujo mixto

5.000-9.000 *



Álabes de rodete de flujo axial

7.500-14.000 *



VISTA LATERAL DE UN IMPULSOR CERRADO



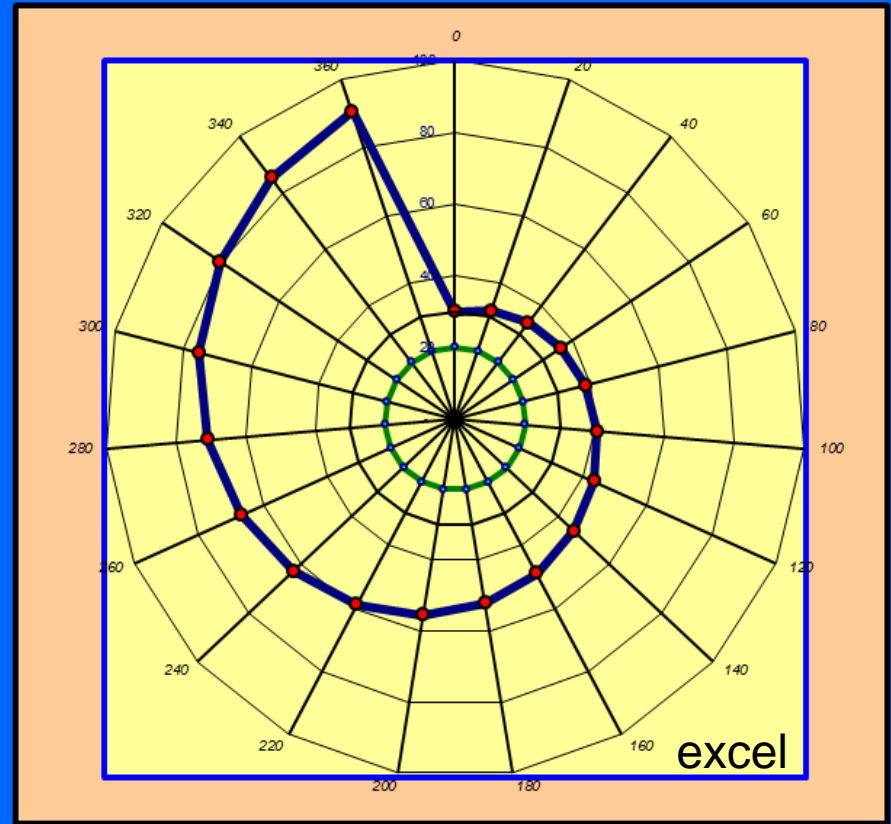
PRESIÓN DESARROLLADA POR DIFERENTES ABERTURAS DE LAS PALETAS



Rodetes

FIG. 1. Carcasas y rodetes de bomba centrífuga

CARCASA O VOLUTA



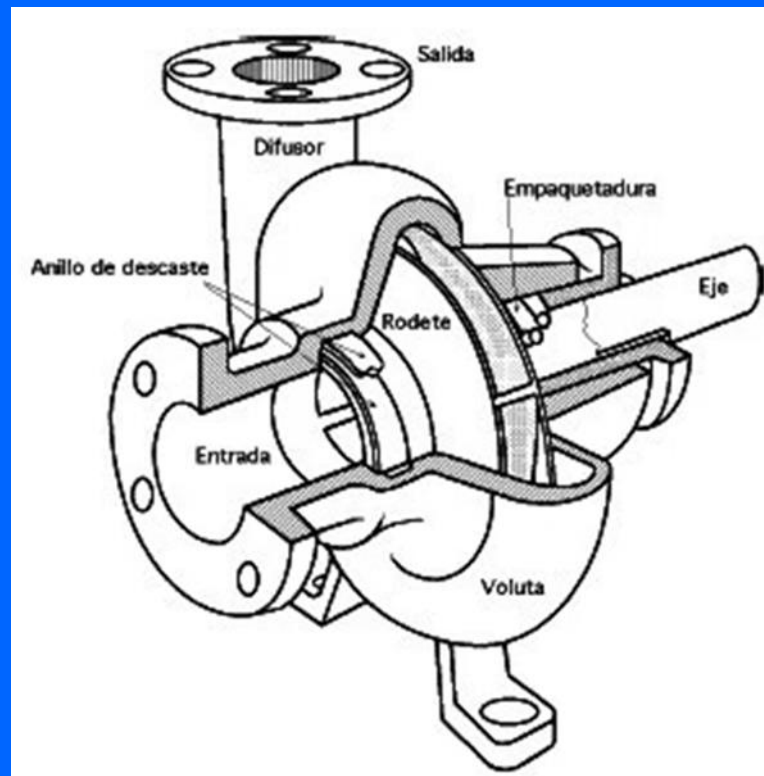
Es una parte de la bomba cuyo objeto es lograr una progresiva conversión de energía de velocidad en energía de presión debido a que la sección es creciente. La carcasa surge como la combinación de dos movimientos, uno radial (fuerza) y otro tangencial (torbellino), cuya combinación es una espiral logarítmica

Por eso la carcasa es una línea de corriente materializada que contiene al fluido.

Puede tener distintas formas: cuadrada, trapezoidal simétrica o asimétrica o circular.

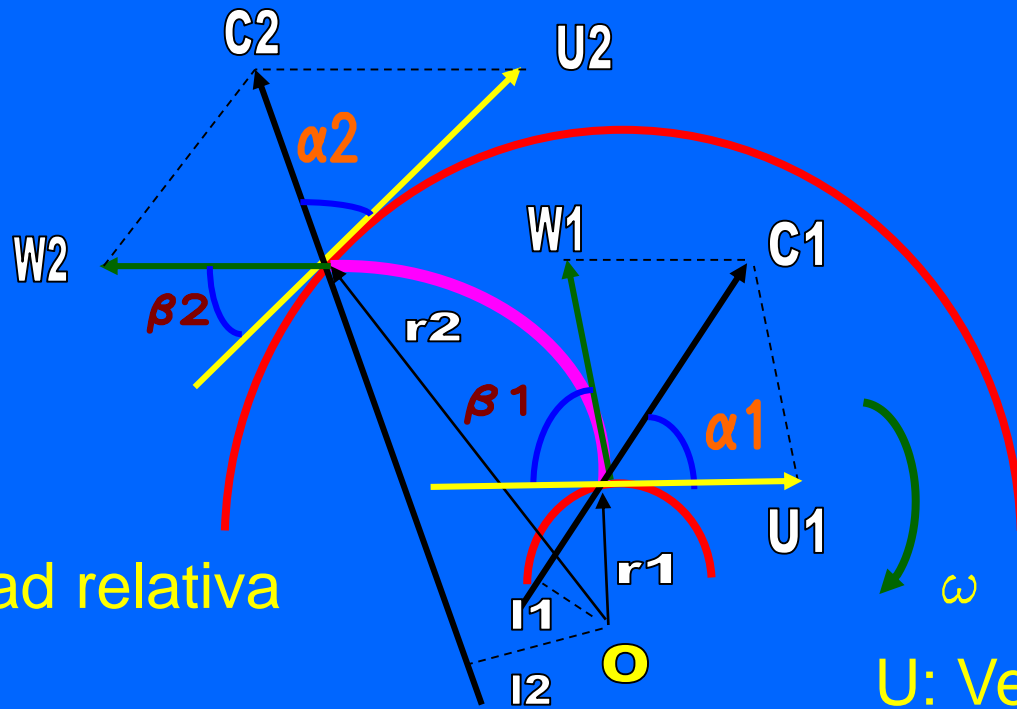
DIFUSOR

Es un tubo cónico de sección divergente que permite reducir aún más la velocidad, aumentando la energía de presión



TRIÁNGULO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y SALIDA DEL ÁLABE

C: Velocidad absoluta



W: Velocidad relativa

U: Velocidad tangencial

ECUACION DE EULER

La ecuación indica la energía intercambiada en el rodete.

C_1 : velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe.

El rodete gira a una velocidad lineal $U_1 = \omega \cdot r_1 = \pi D_1 n / 60$

La partícula entra al rodete con una velocidad relativa W_1 , que es tangente al álabe para que la partícula entre sin chocarlo.

$$\overline{C_1} = \overline{W_1} + \overline{U_1} \quad \overline{C_2} = \overline{W_2} + \overline{U_2}$$

La partícula sufre un cambio de velocidades de C_1 a C_2 .

La ecuación de cantidad de movimiento es:

$$dF = dm (C2 - C1)$$

$$dm = dQ \rho$$

$$dF = \rho dQ (C2 - C1)$$

dQ = caudal de un filamento de corriente

Suponemos que todas las partículas entran al rodete al diámetro D1, con la misma velocidad C1 y salen a D2, con velocidad C2.

Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren igual desviación, esto es, que el número de álabes es infinito, para que el rodete guíe al fluido perfectamente.

Prolongando C1 y trazando la perpendicular por el centro se obtiene la distancia l1. Lo mismo para C2.

Tomando momentos respecto del centro de rotación "o":

$$dM = \rho dQ (C2 L2 - C1 L1)$$

Momento de la cantidad de movimiento o momento cinético con relación al eje de la máquina (O), de todas las fuerzas que el rodete ejerce sobre la partícula. Suponiendo que el rodete tiene infinito número de álabes, cada partícula es guiada por uno de ellos y entra al rodete a r_1 con C_1 y sale a r_2 con C_2 :

Por lo que:

$$(C_2 L_2 - C_1 L_1) = \text{cte}$$

Integrando:

$$M = \rho Q (C_2 L_2 - C_1 L_1)$$

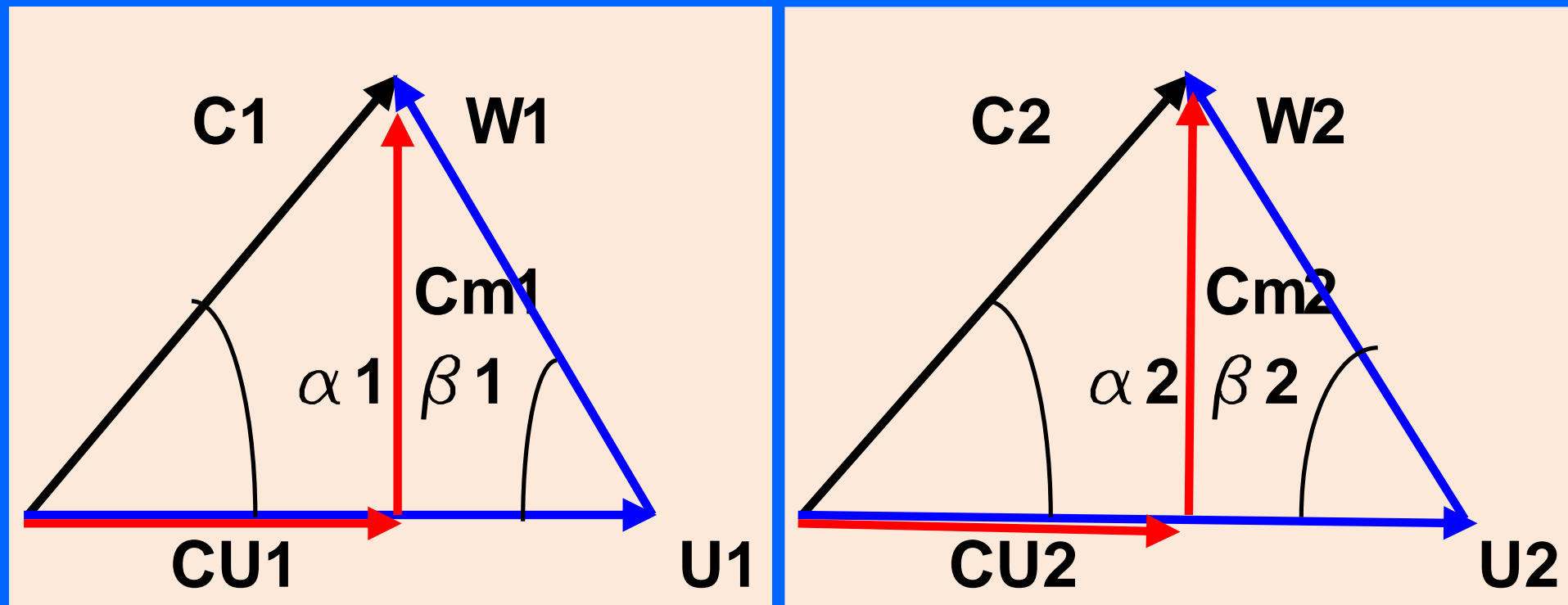
$$L_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

$$L_1 = r_1 \cos \alpha_1$$

Reemplazando:

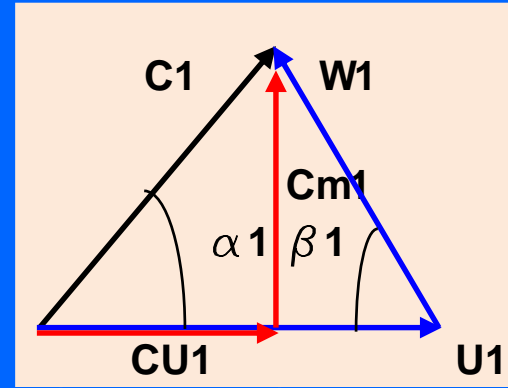
$$M = \rho Q (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

Considerando los triángulos de velocidades a la entrada y salida del álabe:



$$\mathbf{CU1 = C1 \cos \alpha 1}$$

$$\mathbf{CU2 = C2 \cos \alpha 2}$$



Reemplazando:

$$\mathbf{M = \rho Q (CU2 r2 - CU1 r1)}$$

$$\mathbf{N = F V = F \omega r = M \omega}$$

$$\mathbf{N = \rho Q \omega (CU2 r2 - CU1 r1)}$$

Llamando H_t al incremento de energía total por unidad de peso que el fluido experimenta en la bomba, o altura teórica de la bomba ya que una parte se perderá por rozamiento, la bomba le comunica al fluido una potencia:

Definimos:

$$N = \gamma Q Ht$$

$$\omega r_2 = U_2 \text{ (Vt)}$$

$$\omega r_1 = U_1 \text{ (Vt)}$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u}$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u}$$

$$\gamma = \rho g$$

$$N = \gamma Q Ht = \rho Q (C_2 U_2 - C_1 U_1)$$

$$\text{(Kgm / s)}$$

$$Ht = (C_2 U_2 - C_1 U_1) / g \quad \text{(Kgm / Kg)}$$

ENERGÍA POR UNIDAD DE PESO

PRIMERA FORMA DE LA ECUACIÓN DE EULER

Ecuación de EULER que da la altura teórica para número infinito de álabes. Es la energía específica comunicada al fluido. Para bombas, ventiladores y compresores, donde el rodete imprime energía al fluido, le corresponde signo positivo y para las turbinas hidráulicas es negativo. En el caso de las bombas el rodete imparte energía al fluido, en las turbinas, el fluido imparte energía al rodete.

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACIÓN DE EULER

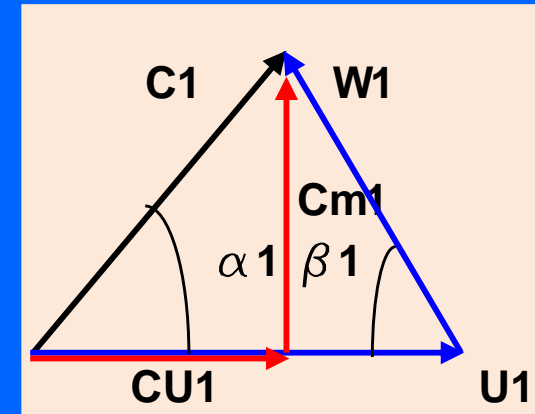
En los triángulos de velocidades, por el teorema del coseno:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 U_1 C_1 \cos \alpha_1$$

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 U_1 C U_1$$

$$U_1 C U_1 = 1/2 (U_1^2 + C_1^2 - W_1^2)$$

$$U_2 C U_2 = 1/2 (U_2^2 + C_2^2 - W_2^2)$$



Reemplazando en la primera ecuación de Euler:

$$H_t = (C_2 U_2 - C_1 U_1) / g$$

$$H_t = \frac{1}{2} g (U_2^2 + C_2^2 - W_2^2) - \frac{1}{2} g (U_1^2 + C_1^2 - W_1^2)$$

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACIÓN DE EULER

$$H_t = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida del rodete (1 y 2)
y despreciando la altura de posición ($Z_1 = Z_2$) :

$$P_1/\gamma + Z_1 + C_1^2/2g + H_t = P_2/\gamma + Z_2 + C_2^2/2g$$

$$H_t = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g}$$

Comparando ambas ecuaciones se determina una altura dinámica dada por las velocidades C_2 y C_1 y una altura de presión dada por las velocidades U y W .

$$H_{tinf} = H_{dinf} + H_{pinf}$$

La energía entregada por el rodete al fluido puede ser en forma de energía de presión o estática o como energía de velocidad o dinámica. Conviene una alta H_p , porque de esta manera la H_d disminuye, baja la velocidad y hay menos pérdidas por rozamiento.

GRADO DE REACCION

Es el porcentaje de la energía total del fluido que el rodete ha comunicado como energía de presión o estática.

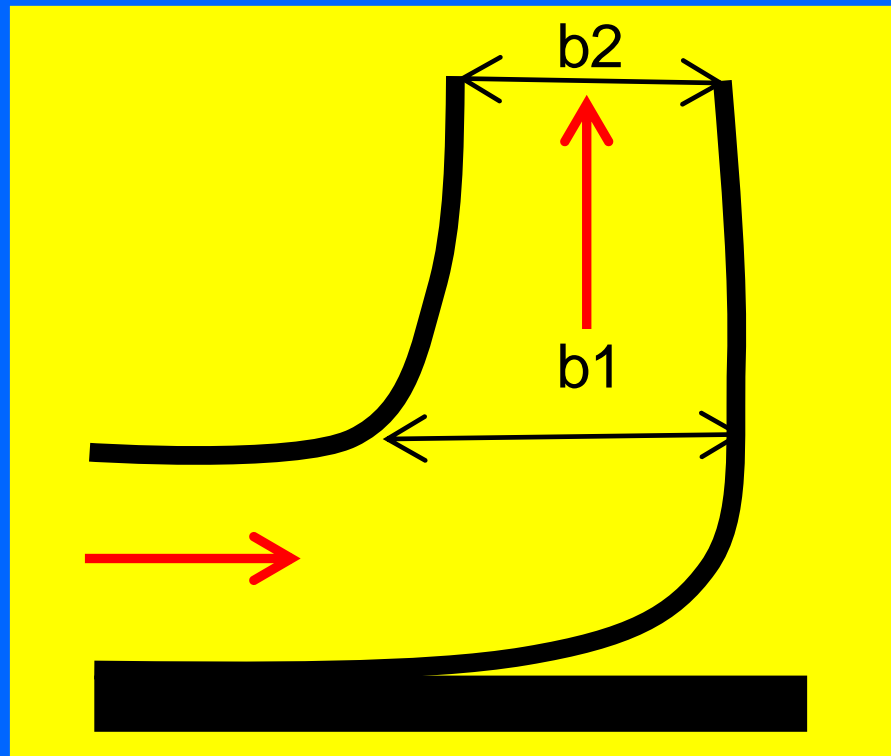
Las expresiones de Euler son válidas para el rodete. Hay que distinguir la H_p que da el rodete de la H_p que da la bomba. Esta última es mayor ya que la bomba tiene un sistema difusor que convierte la H_d del rodete en H_p .

$$\rho_{inf} = H_{p_{inf}} / H_{t_{inf}}$$

Se trata que el grado de reacción sea lo más cercano a uno posible. Si es uno, es el caso de las máquinas de reacción, como las bombas y si es cero, es el caso de las máquinas de acción(turbina Pelton).

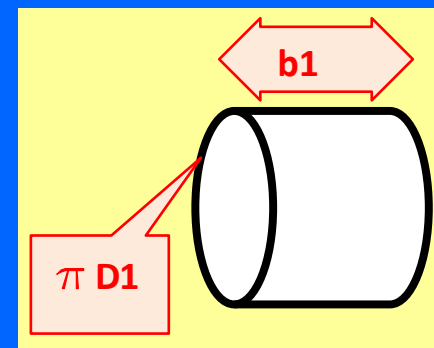
Componente radial o meridional de la velocidad

En los triángulos de velocidades, la componente C_{m1} es la que determina el caudal de la bomba. En el rodete el ancho a la entrada es b_1 (a D_1), donde el líquido toma dirección radial y a la salida es b_2 (a D_2).



$$Q = C_{m1} b_1 \pi D_1$$

$$C_{m1} = \text{cte}$$



Influencia del ángulo a la entrada del rodete.

Influencia del ángulo de los álabes sobre la energía que el rodete le comunica al fluido

Modificando β_1 se está cambiando α_1

Se considera que la bomba no varía su número de vueltas y al caudal lo mantenemos constante. Es decir existe un valor de U_1 (veloc.tangencial) que depende del número de vueltas y no varía:

$$n = \text{cte}$$

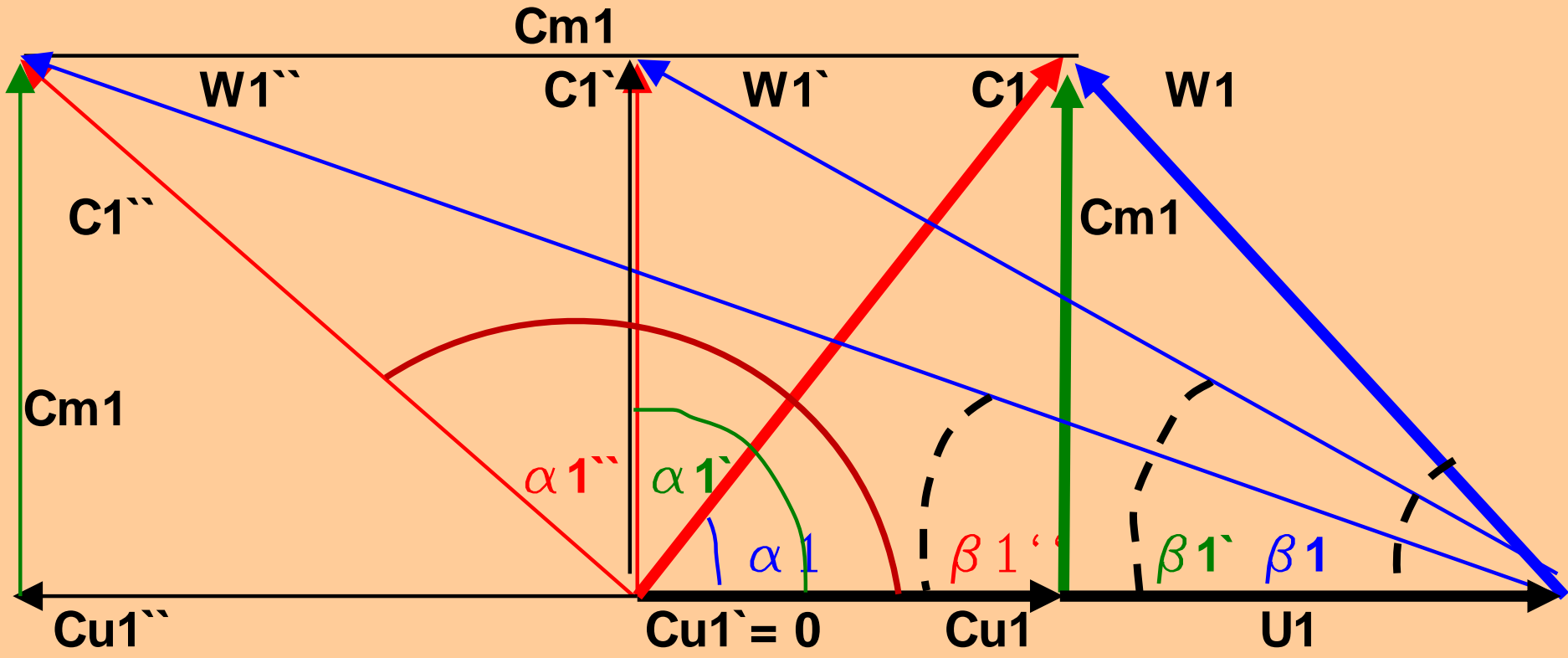
$$U_1 = \text{cte}$$

$$U_1 = \omega r_1$$

$$\omega = 2\pi n / 60$$

$$Q = \text{cte}$$

$$C_{m1} = \text{cte}$$



Influencia del ángulo a la entrada del rodete. Modificando $\beta 1$ se está cambiando $\alpha 1$

Caso $\alpha_1 < 90^\circ$:

La componente Cu_1 no se modifica:

$$H_t = (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) / g$$

Caso $\alpha_1 = 90^\circ$:

$Cu_1 = 0$ entrada radial

$$H_t = C_{u2} U_2 / g$$

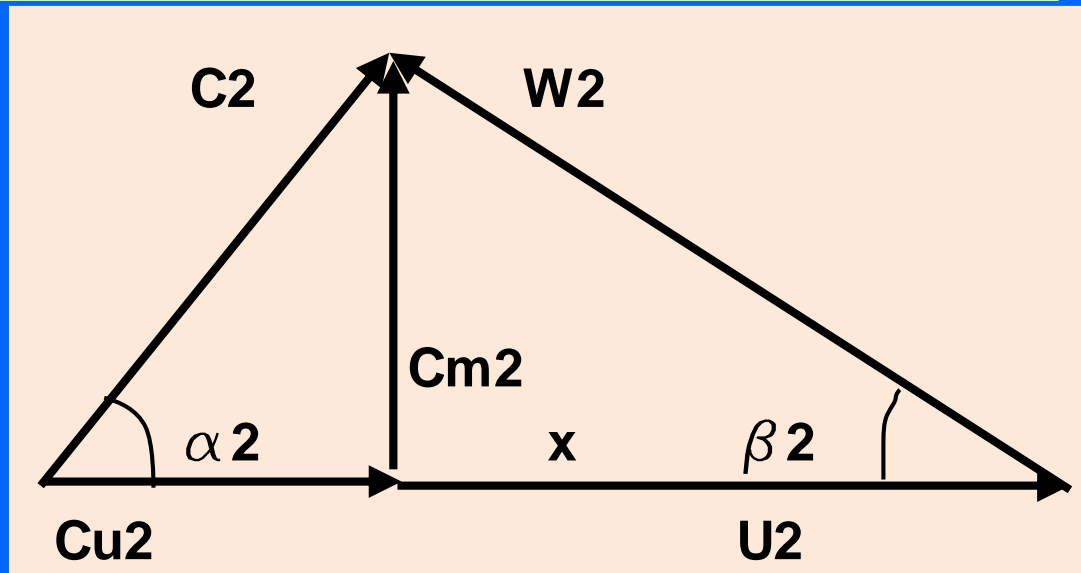
Caso $\alpha_1 > 90^\circ$:

$$H_t = (C_{u2} U_2 + C_{u1} U_1) / g$$

Esta última sería la elegible según la cantidad de energía aportada. Pero para un α_1 mayor que 90° el β_2 es muy pequeño y da como resultado un álabe muy largo. Lo que se gana en altura teórica se puede perder por rozamiento, por lo que normalmente se usa α_1 igual a 90° , con lo que $C_1 = C_{m1}$, es decir, la entrada del agua es radial en las bombas centrífugas. El ángulo β_2 , a la salida del álabe es el que determina en definitiva si el álabe es retrógrado, radial o adelantado (en el sentido de la rotación).

Influencia del ángulo β_2 a la salida del álabe

Analizando el triángulo de velocidades a la salida del rodete:



$$H_{tinf} = C_{u2} U_2 / g$$

$$C_{u2} = U_2 - x \quad x = C_{m2} / \operatorname{tg} \beta_2$$

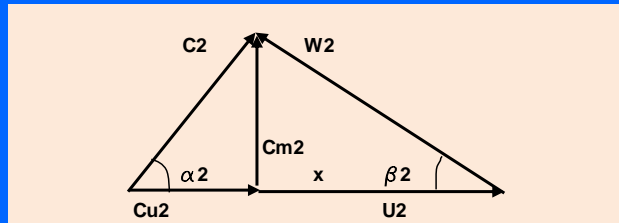
$$H_{tinf} = U_2 / g (U_2 - C_{m2} / \operatorname{tg} \beta_2)$$

Altura total en función del ángulo β_2 :

$$H_{tinf} = U_2^2 / g (1 - C_{m2} / U_2 \operatorname{tg} \beta_2)$$

Influencia del ángulo β_2 a la salida del álabe:

Analizando el triángulo de velocidades a la salida del rodete:



$$H_{\text{inf}} = \frac{C_{u2} U_2}{g}$$

$$C_{u2} = U_2 - x \quad x = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

$$H_{\text{inf}} = \frac{U_2}{g} (U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2})$$

Altura total en función del ángulo β_2 :

$$H_{\text{inf}} = \frac{U_2^2}{g} (1 - \frac{C_{m2}}{U_2 \tan \beta_2})$$

1

Altura dinámica función del ángulo β_2 :

$$H_{\text{dinf}} = \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g}$$

$$H_{\text{dinf}} = \frac{(C_{u2}^2 + C_{m2}^2 - C_{m1}^2)}{2g}$$

Para entrada radial: $C_1^2 = C_{m1}^2$ se busca que $C_{m1} = C_{m2}$

$$H_{\text{dinf}} = \frac{C_{u2}^2}{2g}$$

reemp C_{u2} :

$$H_{\text{dinf}} = \frac{1}{2g} (U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2})^2$$

$$H_{\text{dinf}} = \frac{U_2^2}{2g} (1 - \frac{C_{m2}}{U_2 \tan \beta_2})^2$$

Grado de reacción función del ángulo β_2 :

$$\rho_{\text{inf}} = 1 - \frac{H_{\text{dinf}}}{H_{\text{inf}}}$$

$$\rho_{\text{inf}} = 1 - \frac{C_{u2}^2}{2g U_2 C_{u2}}$$

$$\rho_{\text{inf}} = 1 - \frac{C_{u2}}{2 U_2}$$

$$\rho_{\text{inf}} = 1 - \frac{1}{2 U_2} (U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2})$$

$$\rho_{\text{inf}} = 1 - \frac{1}{2} + \frac{C_{m2}}{2 U_2 \tan \beta_2}$$

$$\rho_{\text{inf}} = \frac{1}{2} + \frac{C_{m2}}{2 U_2 \tan \beta_2}$$

Altura de presión función del ángulo β_2 :

$$H_{pinf} = H_{tinf} - H_{dinf}$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{g} (1 - C_m^2 / U^2 \operatorname{Tg} \beta_2) - \frac{U^2}{2g} (1 - C_m^2 / U^2 \operatorname{Tg} \beta_2)^2$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{g} - \frac{U^2 C_m^2}{g \operatorname{Tg} \beta_2} - \frac{U^2}{2g} (1 + \frac{C_m^2}{U^2} \operatorname{Tg}^2 \beta_2 - 2 C_m^2 / U^2 \operatorname{Tg} \beta_2)$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{g} - \frac{U^2 C_m^2}{g \operatorname{Tg} \beta_2} - \frac{U^2}{2g} - \frac{C_m^2}{2g} \operatorname{Tg}^2 \beta_2 + \frac{U^2 C_m^2}{g \operatorname{Tg} \beta_2}$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{2g} - \frac{C_m^2}{2g} \operatorname{Tg}^2 \beta_2$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{2g} (1 - C_m^2 / U^2 \operatorname{Tg}^2 \beta_2)$$

Se define como $\operatorname{Tg} \beta_2$ mín como el ángulo que haga mínima la H_{tinf} :

mín $\operatorname{Tg} \beta_2$ mín = C_m^2 / U^2 la ec. 1 se hace cero

máx $\operatorname{Tg} \beta_2$ máx = $- C_m^2 / U^2$ la ec. 1 se hace =2

Analizando las fórmulas para ver la influencia de β_2 , para el valor de:

$\beta_2 = \beta_2$ mín:

$$H_{tinf} = 0$$

$$H_{dinf} = 0$$

$$\rho_{inf} = 1$$

$$H_{pinf} = 0$$

$\beta_2 = \pi / 2$:

$$H_{tinf} = \frac{U^2}{g}$$

$$H_{dinf} = \frac{U^2}{2g}$$

$$\rho_{inf} = 1 / 2$$

$$H_{pinf} = \frac{U^2}{2g}$$

$\beta_2 = \beta_2$ máx:

$$H_{tinf} = \frac{2U^2}{g}$$

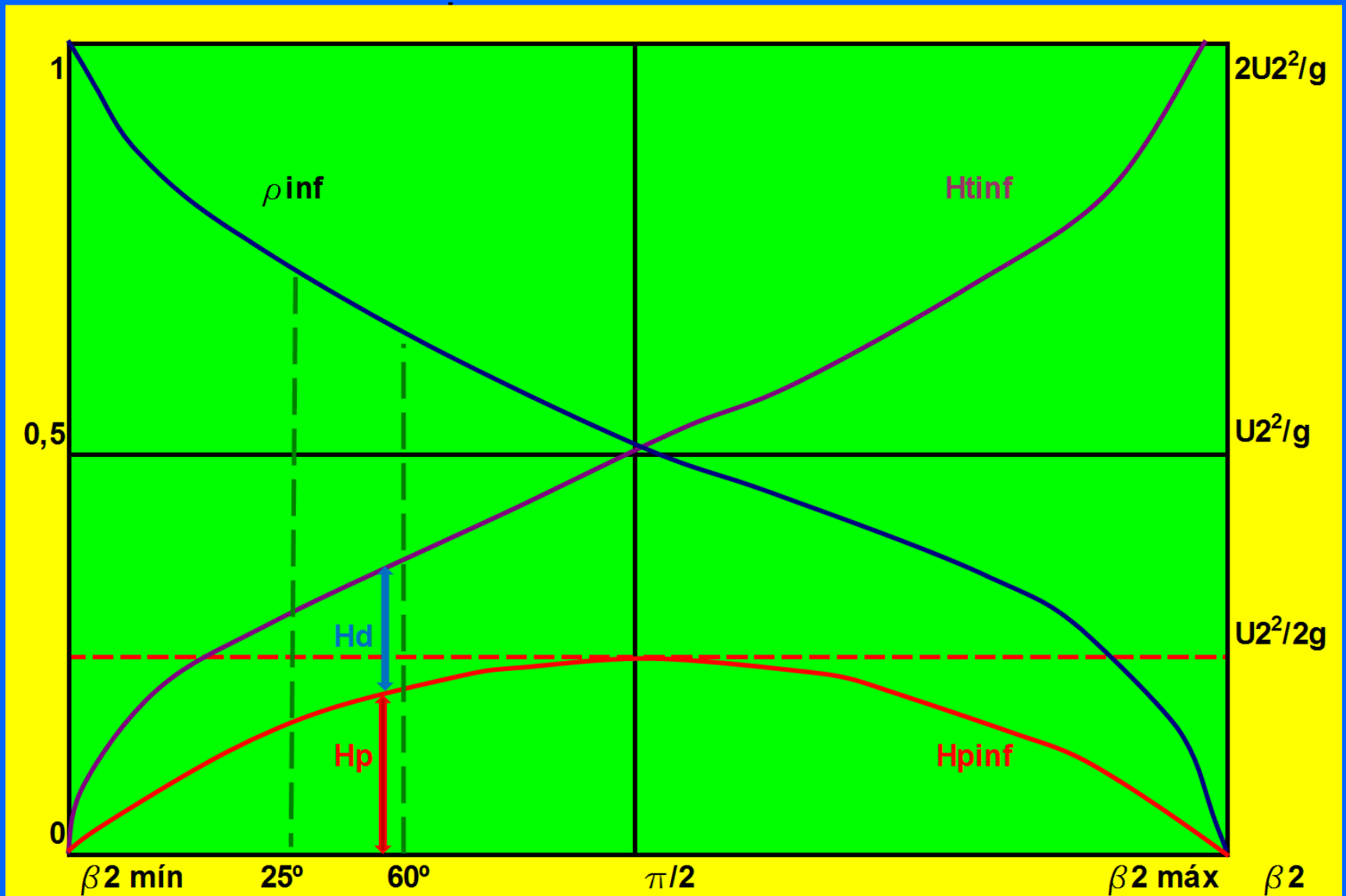
$$H_{dinf} = \frac{2U^2}{g}$$

$$\rho_{inf} = 0$$

$$H_{pinf} = 0$$

Trazando un gráfico en función de β_2 :

De la misma manera, poniendo la altura dinámica, el grado de reacción y la altura de presión, en función del ángulo $\beta 2$, se construye el siguiente diagrama:



La bomba es una máquina que comunica energía al fluido en forma de energía de presión (estática), en forma de energía de velocidad (dinámica) y como la suma de ambas.

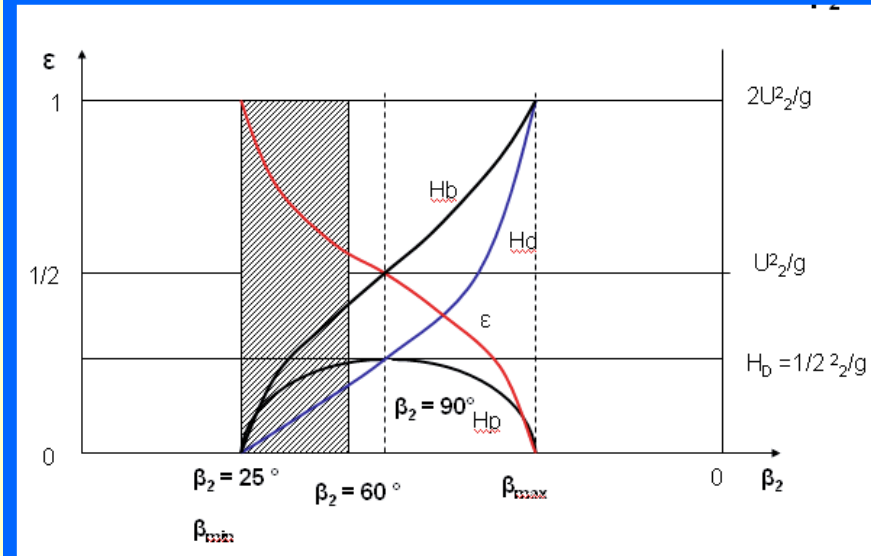
Como energía de velocidad, las pérdidas serían grandes, por lo que conviene transferirla en forma de energía de presión, para que la velocidad a la salida del rodete sea baja. Esto implica que el grado de reacción de la bomba sea lo más alto posible

La zona que queda entre β_2 mínimo y $\pi/2$ tiene grado de reacción alto. La estadística recomienda como zona más usada la delimitada por un β_2 entre 25° y 60° .

Esto aclara por qué los álabes de una bomba son curvados hacia atrás por ser β_2 menor de 90°

Hasta acá se ha hablado de número infinito de álabes, es decir, cada partícula es guiada por un álabes. Esta altura teórica se puede corregir

mediante un coeficiente, llamado coeficiente de Pfleiderer, que fue determinado en forma experimental.



LEYES DE SEMEJANZA

Para que dos bombas sean semejantes, se debe cumplir una semejanza **geométrica**, **cinemática** (triángulos de velocidades iguales) y **dinámica** (en los puntos homólogos los números de Reynolds son iguales).

Caudales:

$$Q = V * S$$

$$V = \pi D n / 60$$

$$Q_1 / Q_2 = n_1 D_1^3 / n_2 D_2^3$$

1

Alturas:

$$H = U_2 * C U_2 / g$$

$$U_2 = f (n \ D)$$

$$C U_2 = f (n \ D)$$

$$H_1 / H_2 = n_1^2 D_1^2 / n_2^2 D_2^2$$

2

Potencia:

Altura por caudal

$$N1 / N2 = n1^3 D1^5 / n2^3 D2^5$$

3

Estos casos son para bombas semejantes de distintos tamaños (D), si las n son iguales, se simplifican. Para la misma bomba (D = cte), pero con distintas n, se simplifican los diámetros.

De 2 :

$$D1 / D2 = (H1 / H2)^{1/2} n2 / n1$$

4

Reemplazando la 4 en la 1:

$$Q1 / Q2 = n1 / n2 (H1 / H2)^{3/2} (n2 / n1)^3$$

$$(Q1 / Q2)^{1/2} = (H1 / H2)^{3/4} n2 / n1$$

$$Q1^{1/2} n1 / H1^{3/4} = Q2^{1/2} n2 / H2^{3/4} = \dots = Q^{1/2} n / H^{3/4}$$

Esta última expresión es constante para una serie de bombas semejantes.
Considerando una bomba patrón que produce una altura H_s de 1 metro con un caudal Q_s (subíndice "s" es para una bomba específica) de 1 m³/seg :

$$n_s 1^{1/2} / 1^{3/4} = n Q^{1/2} / H^{3/4}$$

Se define una bomba específica que tiene:

$$H_s = 1\text{m} \quad \text{y} \quad Q_s = 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n_s = n Q^{1/2} / H^{3/4}$$

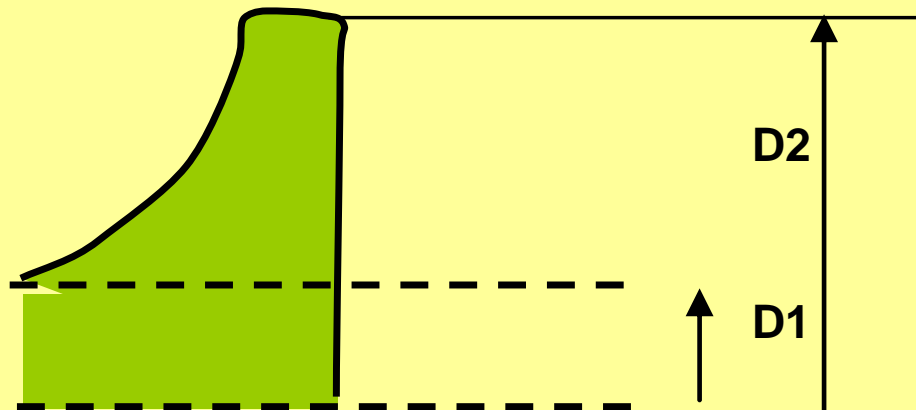
Número específico de revoluciones

El número específico de revoluciones ns es constante para una serie de bombas semejantes y se puede utilizar para diseño y selección de bombas.

Para seleccionar bombas:

n : número de revoluciones a las que va a girar

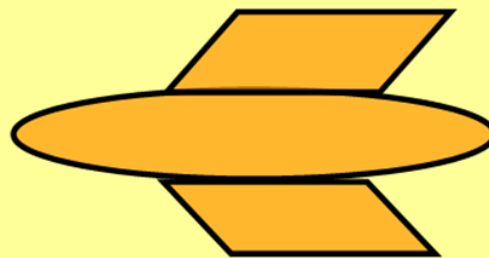
Si el ns es bajo, por ejemplo 60, significa que es una bomba para gran altura y poco caudal, que es el caso de las bombas centrífugas, que se caracterizan porque la relación de diámetros es grande:



$$1.7 < D2/D1 < 2.3$$

la bomba es más grande
 ns aprox. 80

Para ns grande, por ejemplo 600, me dice que es una bomba de mucho caudal y poca altura, y se aproxima a una bomba de tipo hélice, con flujo netamente axial:



$$D2/D1 \text{ aprox. } 1$$

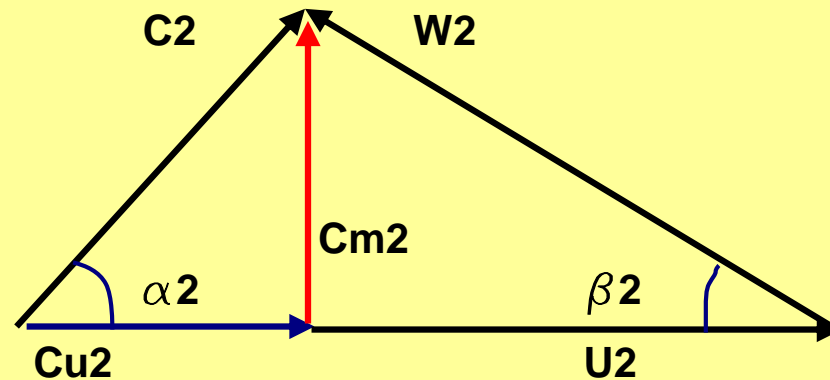
la bomba es más chica
 ns aprox. 600

CURVAS CARACTERÍSTICAS IDEALES Y REALES

Para una bomba centrífuga con entrada radial e infinito número de álabes , la ecuación de Euler es:

$$H_{tinf} = C_{u2} U_2 / g$$

Se busca poner la H_{tinf} en función del caudal:
el triángulo de velocidades:



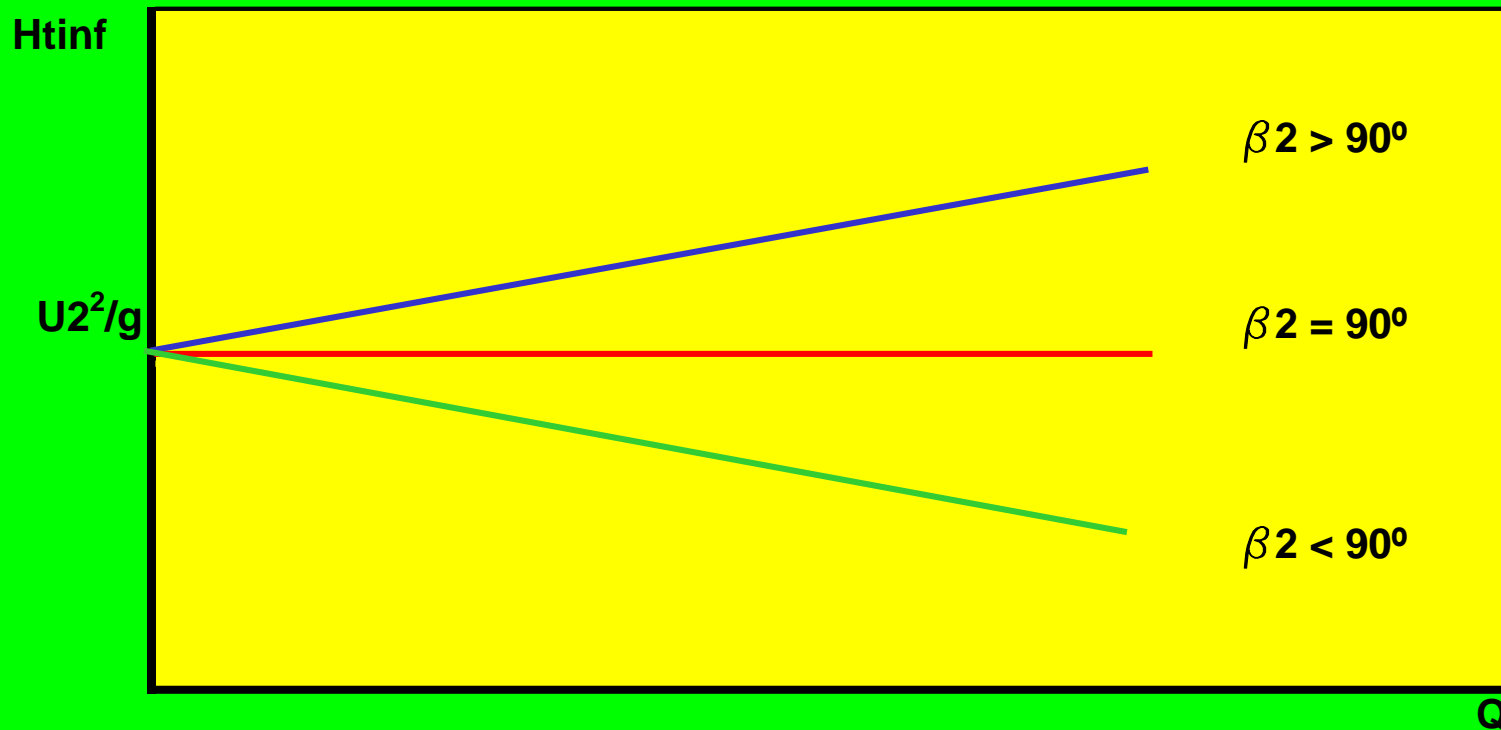
$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} / \operatorname{tg} \beta_2$$

$$Q = C_{m2} \cdot 2\pi r_2 b_2 \quad C_{m2} = \dots$$

$$C_{u2} = U_2 - Q / (2\pi r_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2)$$

Altura en función del caudal:

$$H_{tinf} = U_2/g (U_2 - Q / (2\pi r_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2))$$



$$H_{tinf} = \frac{U^2}{g} \left(1 - \frac{Q}{2\pi r^2 b^2 \tan \beta_2} \right)$$

1 Para β_2 menor de 90° , la tangente es positiva. Si aumenta el caudal, la altura disminuye, por lo que para $Q = 0$ la ordenada al origen es $= U^2/g$ y es una recta de pendiente negativa.

2 Si $\beta_2 = 90^\circ$, tangente = infinito, por lo tanto el segundo miembro es igual a cero por lo que es una recta horizontal

3 Si β_2 mayor que 90° la tangente es negativa, por lo que si aumenta el caudal, la altura aumenta.

Si quiero obtener Hz (para número finito de álabes), a partir de Htinf, lo divido por un coeficiente (Kf):

$$\mathbf{Hz = Htinf / Kf}$$

Si quiero obtener Hr (altura real), a partir de Hz, le resto las pérdidas:

$$\mathbf{Hr = Hz - \sum hp}$$

$$\mathbf{\sum hp = h1 (rozamiento) + h2 (desprendimiento capa límite)}$$

$n = \text{constante}$

H_t

Altura teórica para número infinito de álabes

H_{tinf}

Altura teórica para número finito de álabes

H_z

Altura real con pérdidas

H_r

Q_0

Q

Pérdidas por desprendimiento de CL

H_2

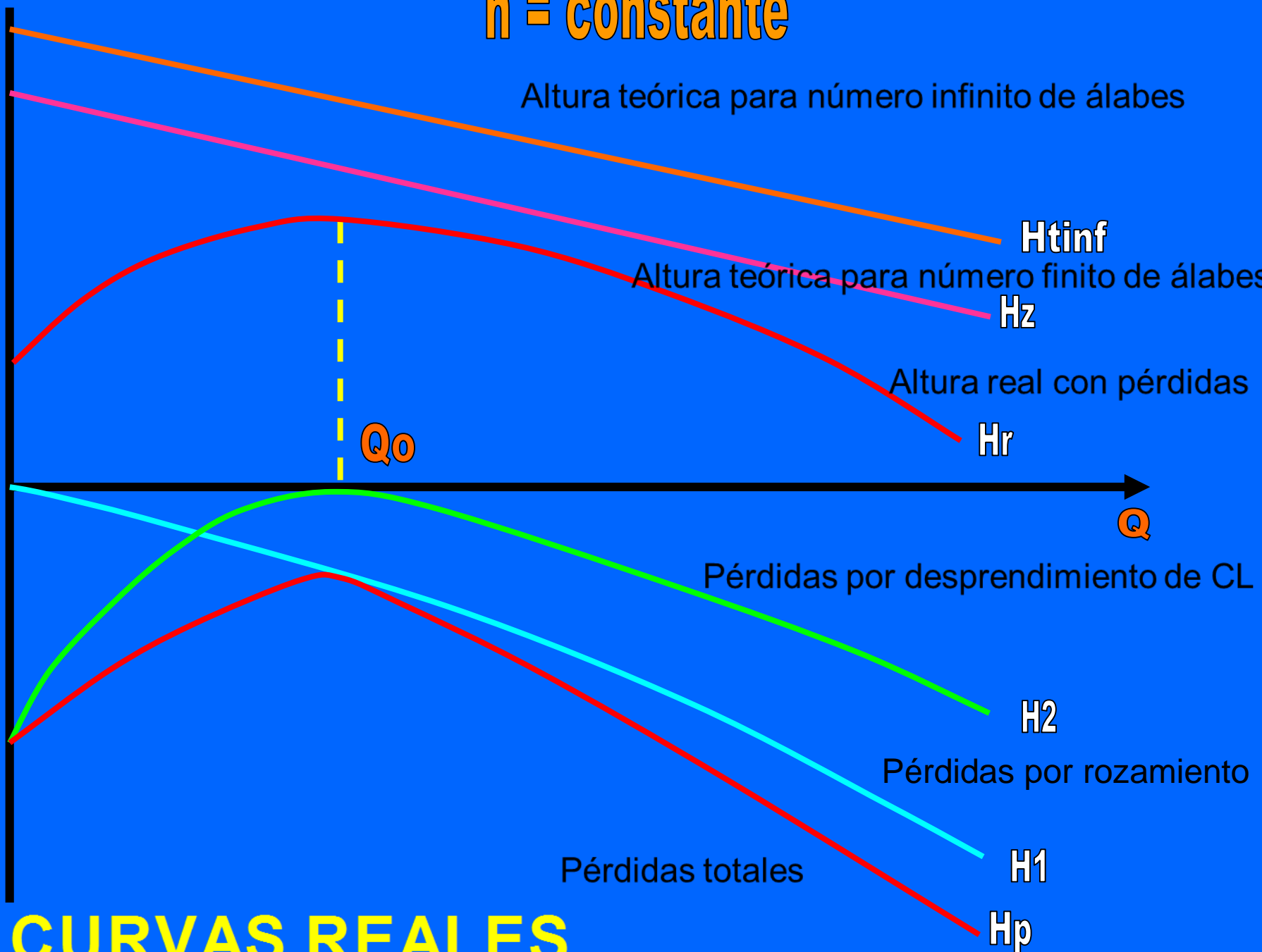
Pérdidas por rozamiento

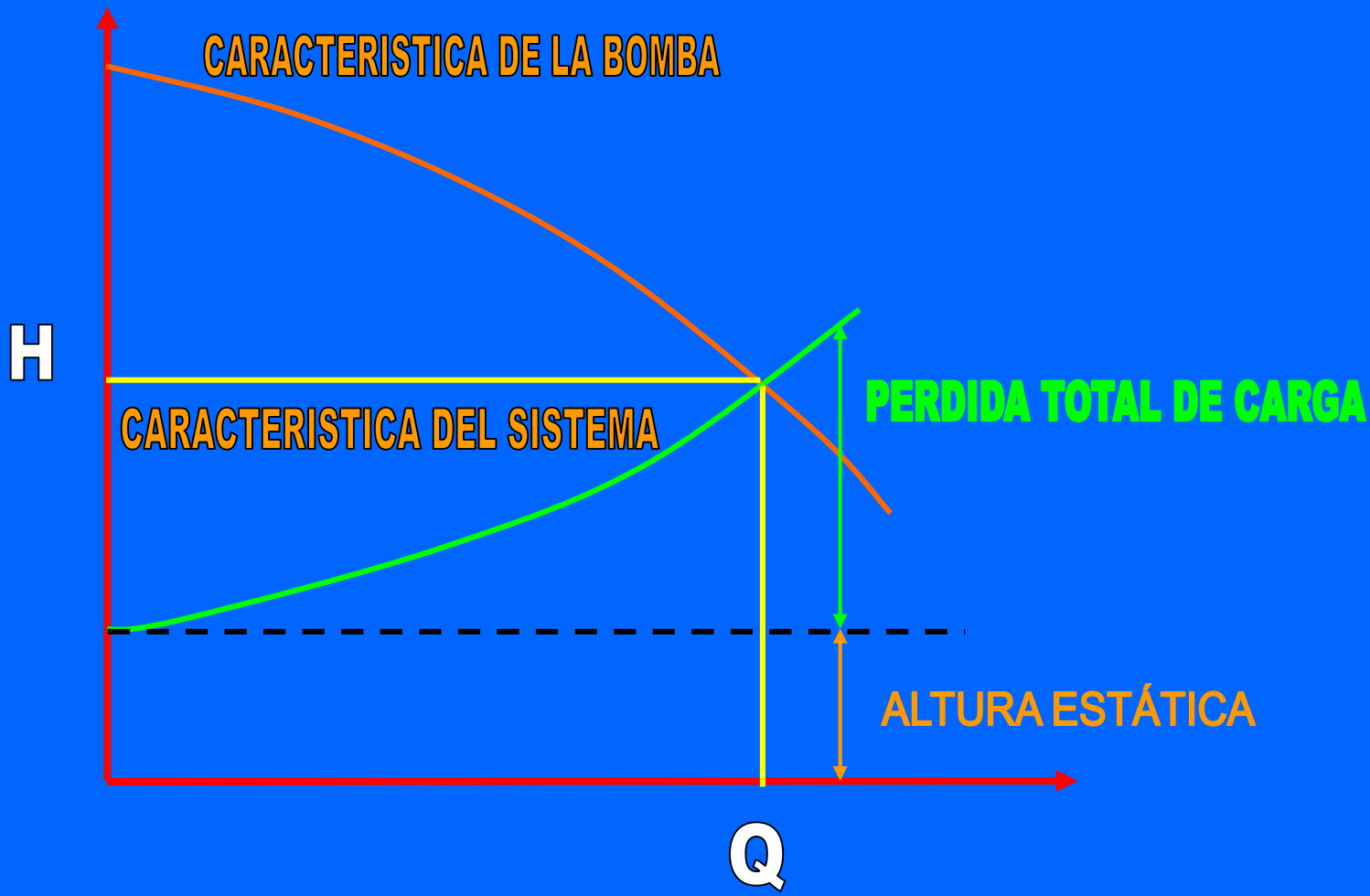
Pérdidas totales

H_1

H_p

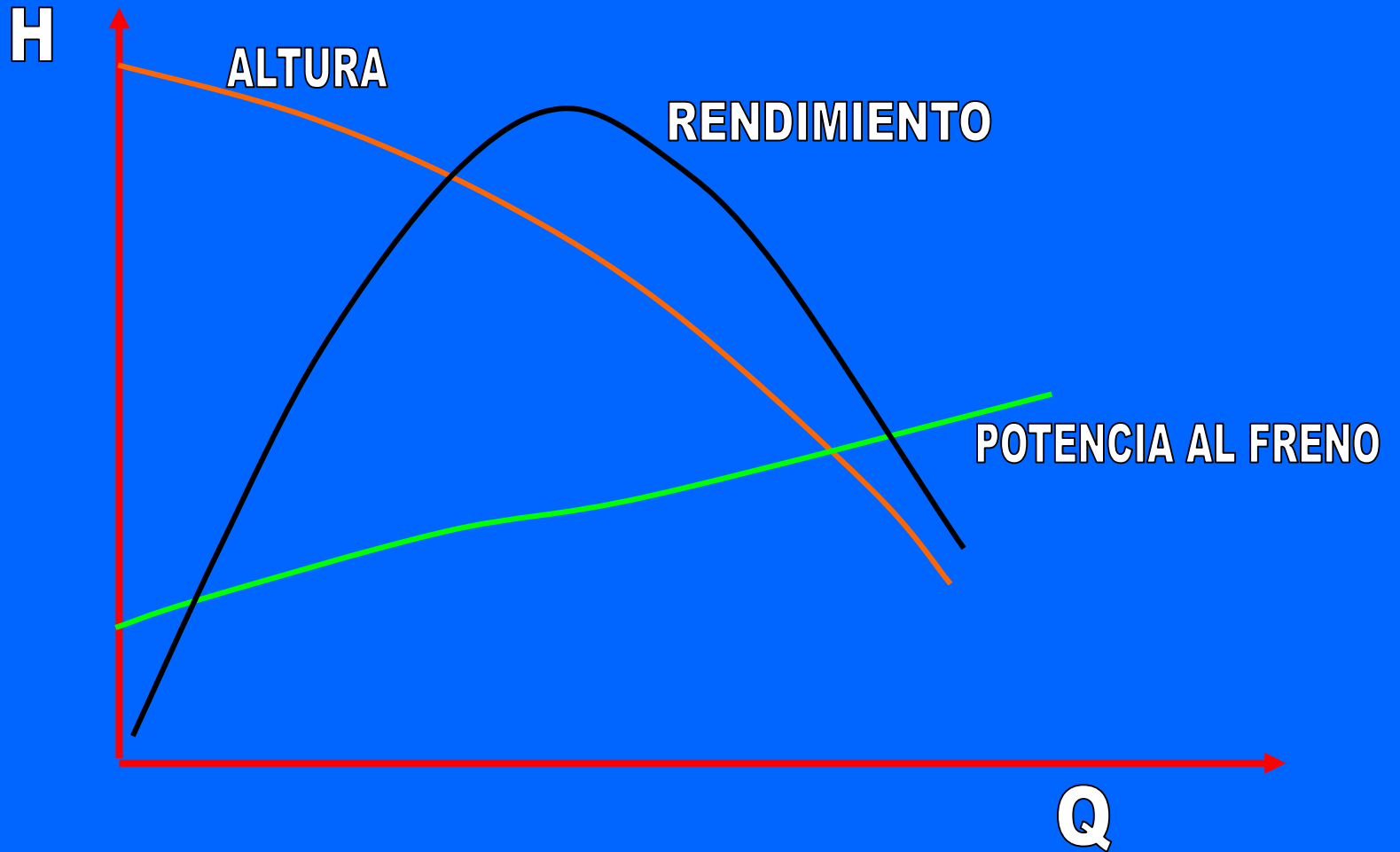
CURVAS REALES



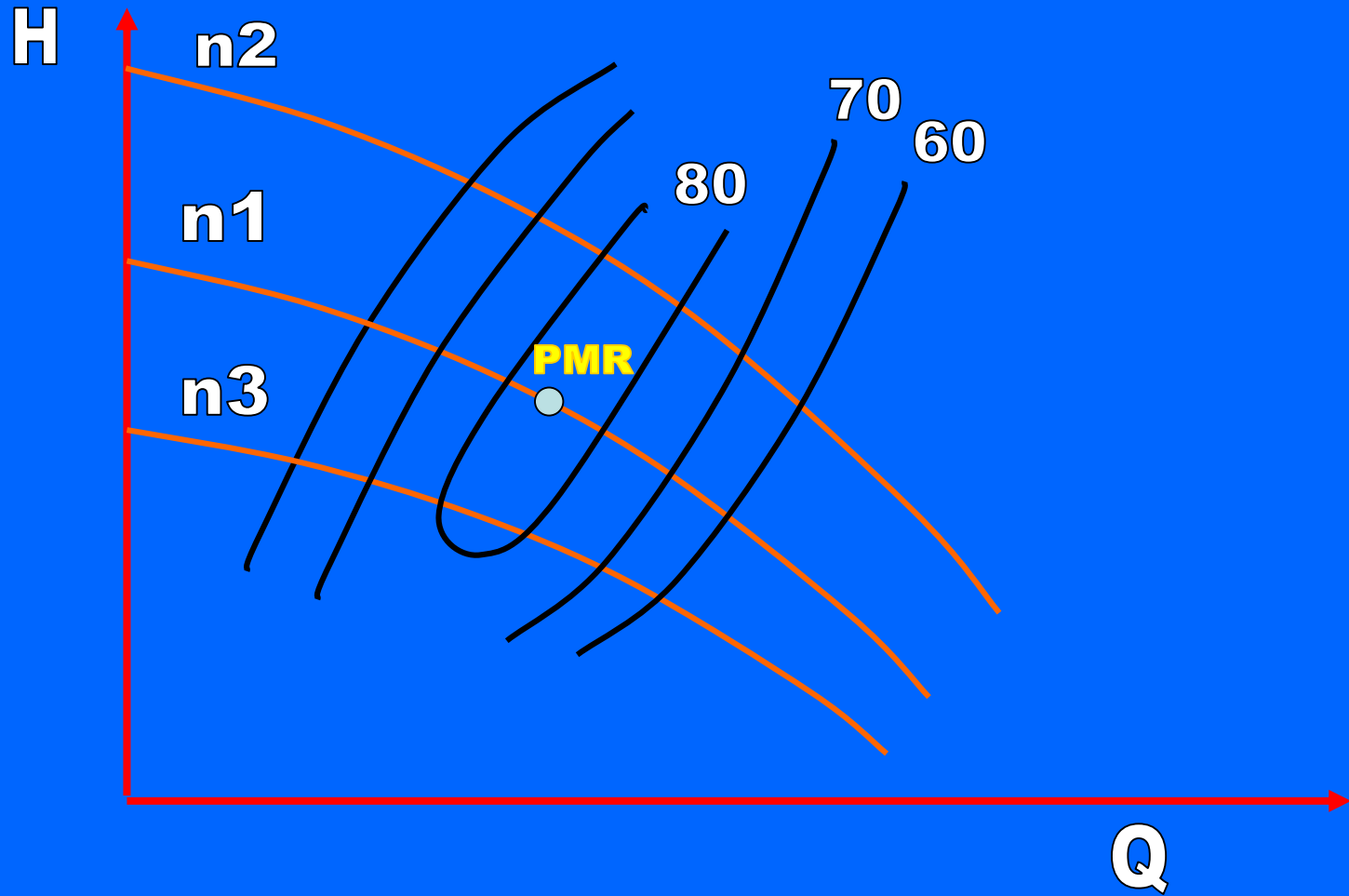


IPR

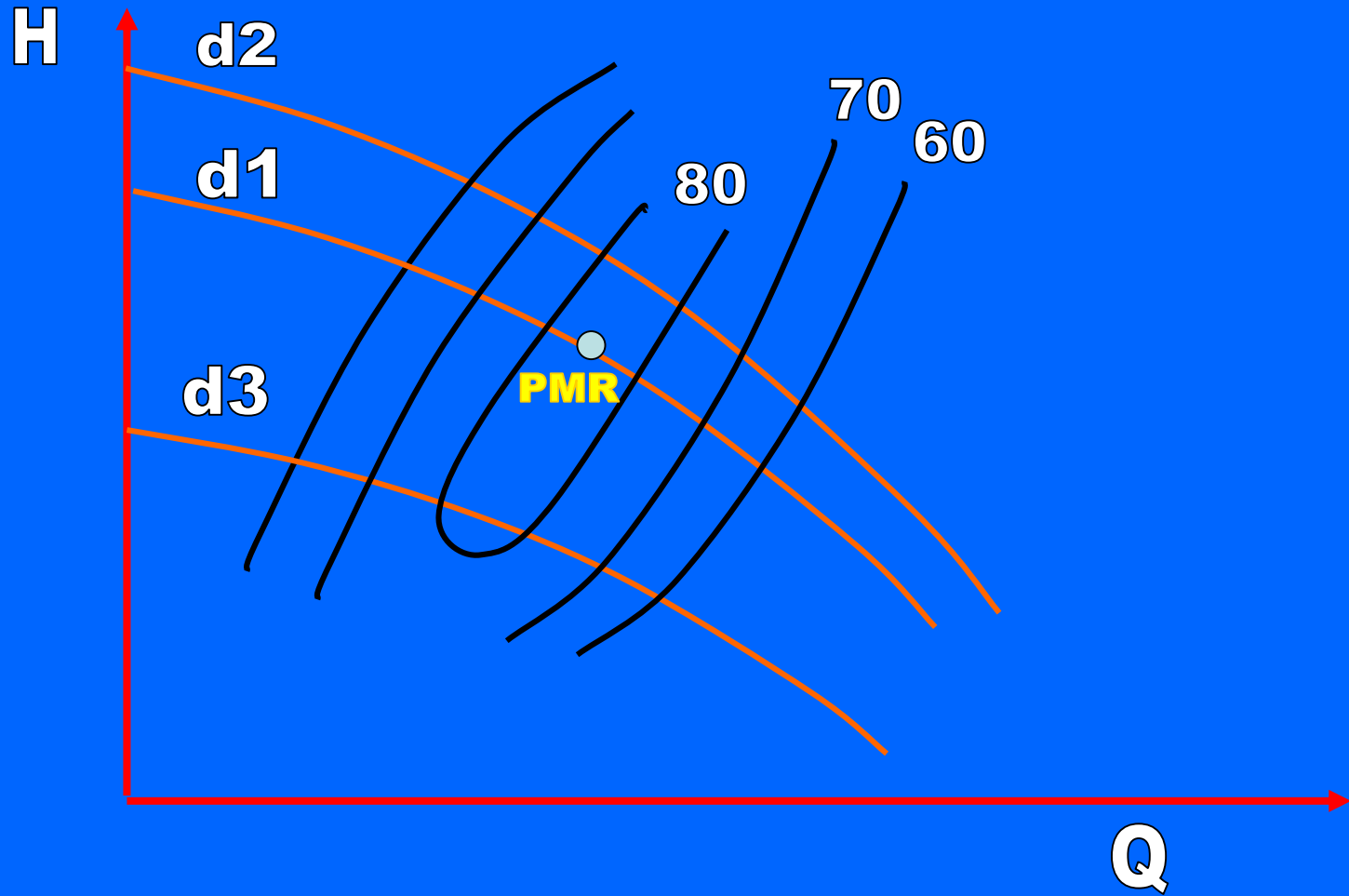
CURVAS CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA



CURVAS CARACTERISTICAS DE LA BOMBA



CURVAS CARACTERISTICA DE LA BOMBA



Debido a que en las bombas hay flujo turbulento, la pérdida que se produce por la fricción (viscosidad) es proporcional al caudal al cuadrado:

$$h_1 = k_1 Q^2$$

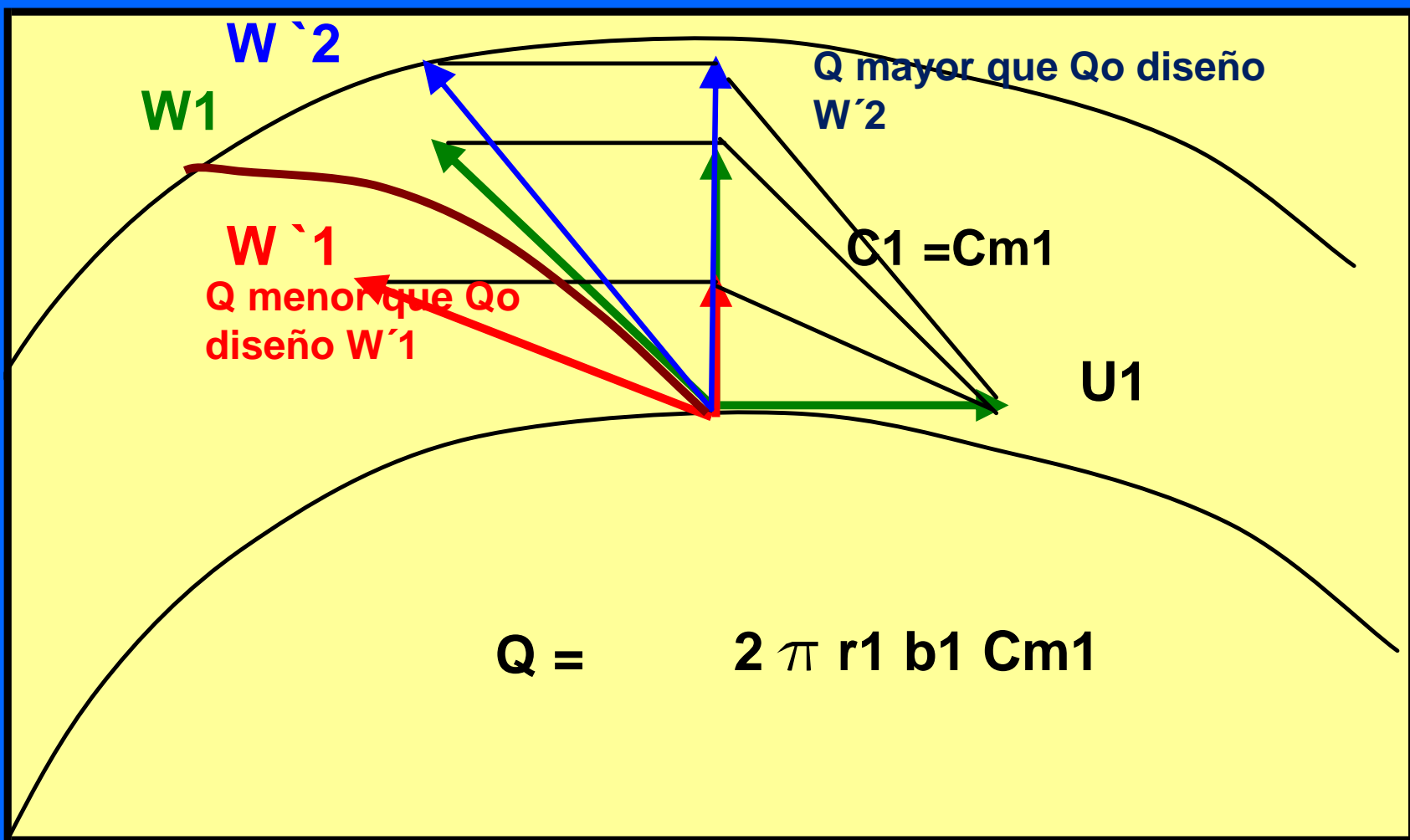
La velocidad relativa es tangente al álabe, siempre que se utilice el caudal para el cual fue diseñada la bomba.

$$U_1 = \pi D_1 n / 60 \quad n = \text{cte}$$

$$Q = 2 \pi r_1 b_1 C_{m1} \quad 2\pi r_1 b_1 = \text{cte}$$

Si el Q disminuye, debe variar la C_{m1} ; la U_1 no se puede variar para mantener el número de vueltas constante, resulta un C_1 menor que al componer de nuevo, la W_1 deja de ser tangente al álabe y choca con él.

Si el Q aumenta y compongo C_{m1} con U_1 , obtengo W_2 que se aparta del álabe, o sea, hay desprendimiento de la capa límite.



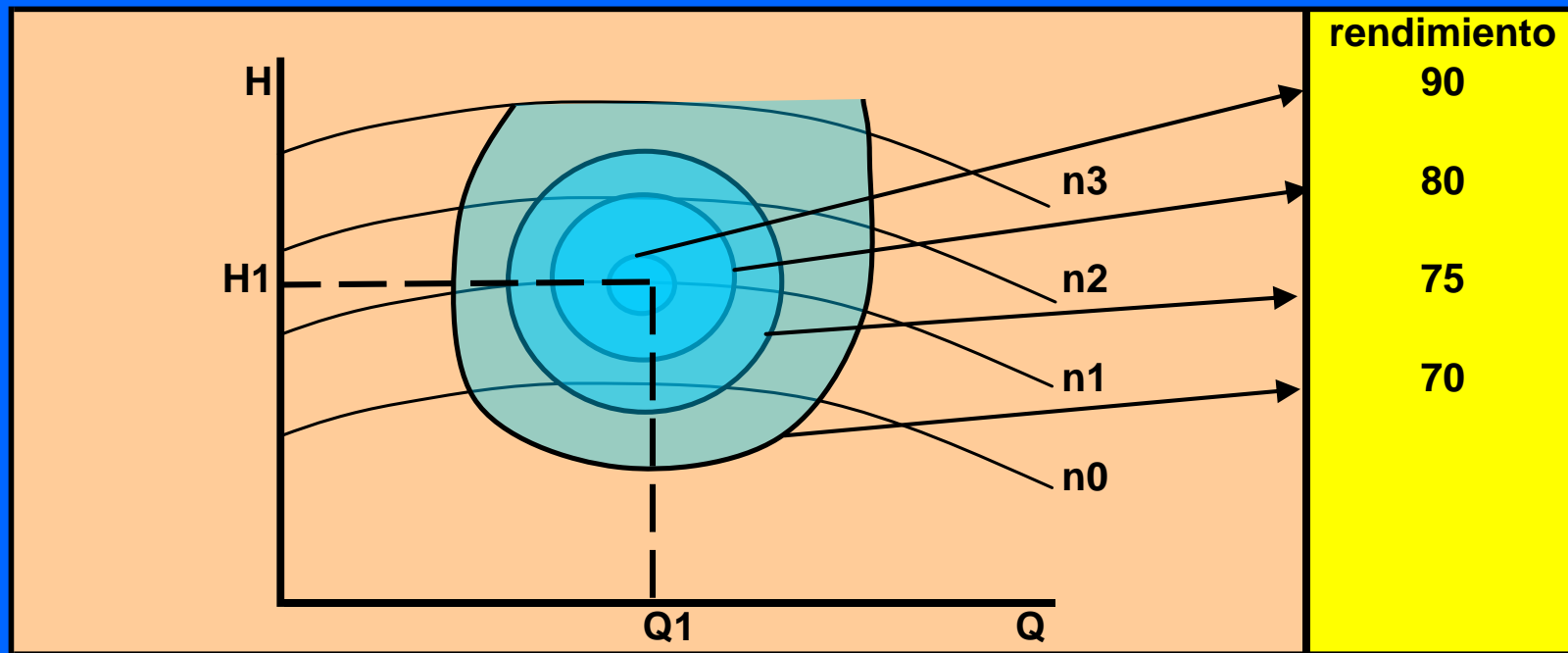
Es decir, para cualquier variación en más o en menos del caudal de diseño, hay pérdidas:

$$h_2 = k_2 (Q - Q_0)^2$$

si $Q(\text{variable}) = Q_0(\text{de diseño})$, la pérdida es cero.

Para obtener la curva que me da la altura real hay que restar las pérdidas, que son dos parábolas.

Para trazar la curva característica de una bomba se hacen ensayos midiendo alturas y caudales para "n" = cte.



Se puede variar Q , cerrando la válvula de impulsión. También se puede ensayar a una velocidad n_1 y luego por las leyes de semejanza se obtiene la familia de curvas.

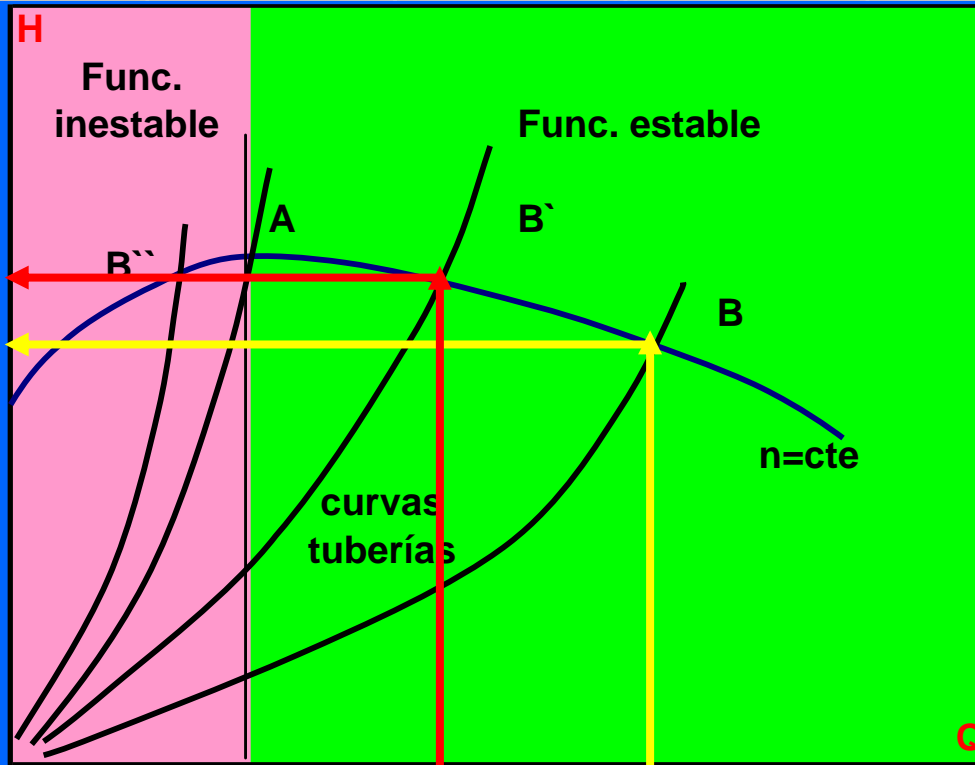
$$Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2$$

$$H_1 / H_2 = n_1^2 / n_2^2$$

Para un n_1 , la bomba tendrá un H_1 y Q_1 , con rendimiento del 90 %. Cualquier modificación del n_1 y Q_1 de diseño, dados por el fabricante, será a costa del rendimiento de la bomba.

La curva característica pasa por un máximo en el punto A y establece un campo estable y otro inestable. La bomba está formando parte de una instalación (cañería), que tiene su propia curva característica que es una parábola que a medida que aumenta el caudal, van aumentando las pérdidas.

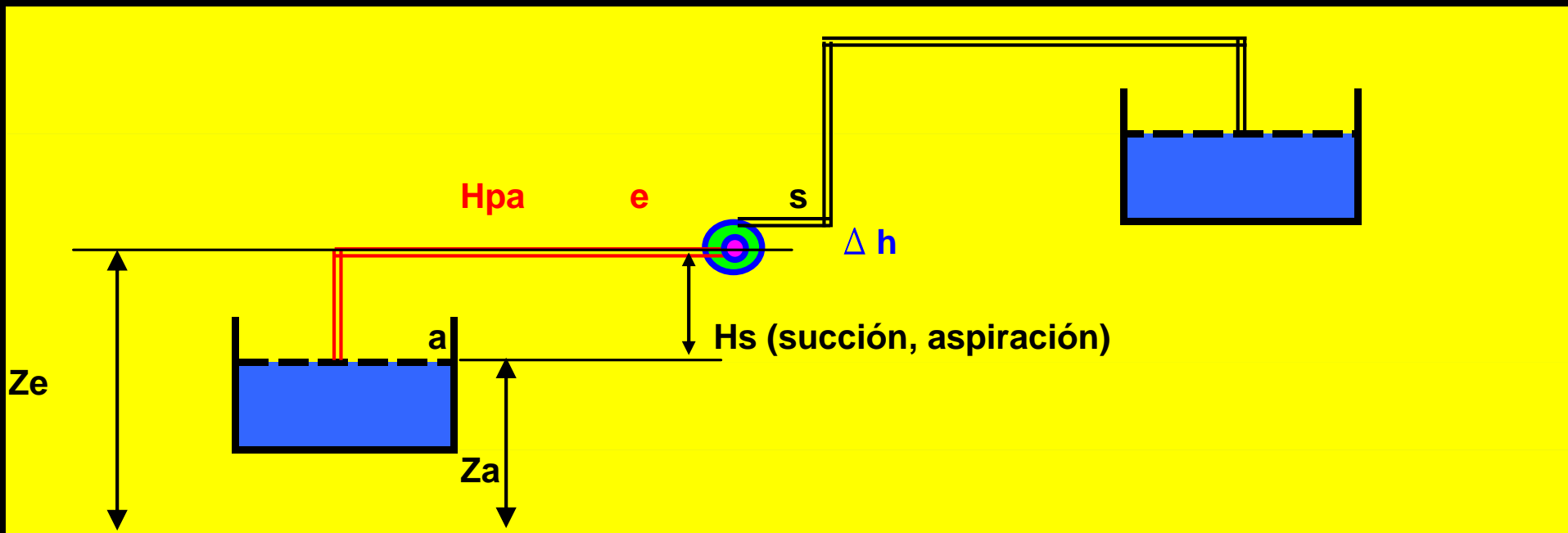
La altura de elevación H depende sólo de la bomba y no del líquido, es decir la bomba tiene siempre la misma capacidad de entregar energía, independientemente del líquido bombeado.



Si el punto de funcionamiento de la bomba es uno como el B, ésta me proporcionará un caudal Q_b y un altura H_b para esa instalación. Si ahora coloco una restricción en la (válvula, cierre) aumentan las pérdidas por lo que la bomba debe suministrar mayor presión. La bomba traslada su punto de funcionamiento de B a B'. Para el nuevo punto de equilibrio se adapta disminuyendo el caudal y aumentando la altura. Pasado el punto A la bomba no responde aumentando la altura, sino que también disminuye. Para el punto B'' la bomba pasa a $Q=0$.

ALTURA MAXIMA DE ASPIRACION. CAVITACIÓN

Considerando una bomba ubicada sobre un depósito, que bombea agua a otro superior:



Aplicando Bernoulli entre a y e :

$$P_a/\gamma + Z_a + V_a^2/2g = P_e/\gamma + Z_e + V_e^2/2g + h_{pa}$$

La velocidad de descenso del depósito es despreciable frente a V_e

$$P_e/\gamma = P_a/\gamma - (Z_e - Z_a) - V_e^2/2g - h_{pa}$$

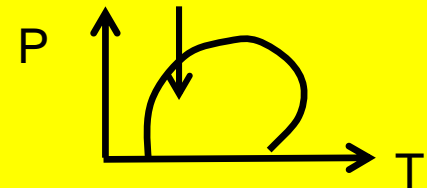
El líquido ingresa a partir del punto e y hacia el interior de la bomba la presión sigue disminuyendo y en un punto x cualquiera, existe una:

$$P_x/\gamma = P_e/\gamma - \Delta h$$

$$P_x/\gamma = P_a/\gamma - (Z_e - Z_a) - V_e^2/2g - h_{pa} - \Delta h$$

Para que comience la cavitación debería ser:

$$P_x/\gamma = P_v/\gamma$$



Donde P_v es la presión de vapor del líquido. A la diferencia de alturas entre el eje de la bomba y el nivel del líquido en la aspiración se la llama H_s o H_a , reemplazando:

$$P_v/\gamma = P_a/\gamma - H_s - V_e^2/2g - h_{pa} - \Delta h$$

$$H_s = P_a/\gamma - P_v/\gamma - V_e^2/2g - h_{pa} - \Delta h$$

Hs = altura máxima de succión o aspiración de la bomba.

Pa = presión en el punto A del depósito (presión atmosférica por ejemplo).

Pv =tensión de vapor del líquido que se bombea, a la temperatura de trabajo.

Ve = velocidad a la entrada de la bomba.

hpa = pérdidas de carga en la tubería de aspiración.

Δh = caída de presión en el interior de la bomba, desde Pe a Px.

Si la presión en el punto "A" es la atmosférica, no se puede actuar sobre ella.

Con respecto a la tensión de vapor, se podría tratar de bombear líquidos lo más fríos posible.

Con respecto a la velocidad y a las pérdidas en la entrada, se podría aumentar el diámetro de la tubería de aspiración y colocar pocos accesorios en ese tramo.

Las pérdidas internas de la bomba son función del diseño en sí de la misma.

NPSH

Net Positive Suction Head

ANPA

Altura Neta Positiva de Aspiración

Se puede definir:

$$\text{ANPADisponible} = (P_a - P_v) / \gamma \quad + - H_s \quad - H_{pa}$$

Si el nivel del líquido está por encima del nivel del eje, H_s es positivo y viceversa.

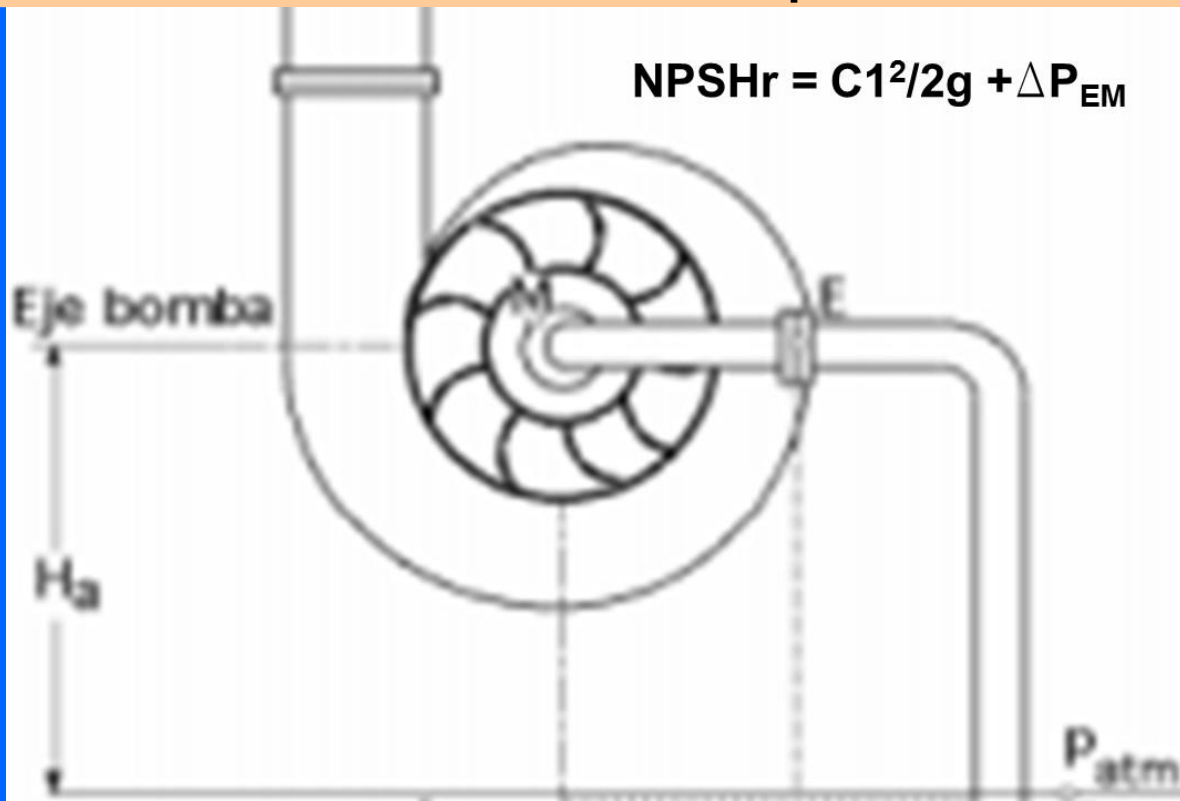
Es la energía en metros de columna de líquido bombeado que debe haber disponible, por encima de la presión de vapor del mismo, para evitar su vaporización y que se produzca cavitación en el impulsor de la bomba.

Se busca que en ningún punto de la aspiración la presión sea menor que la tensión de vapor del líquido bombeado. Depende de la instalación en la aspiración.

ANPAR (Δh):

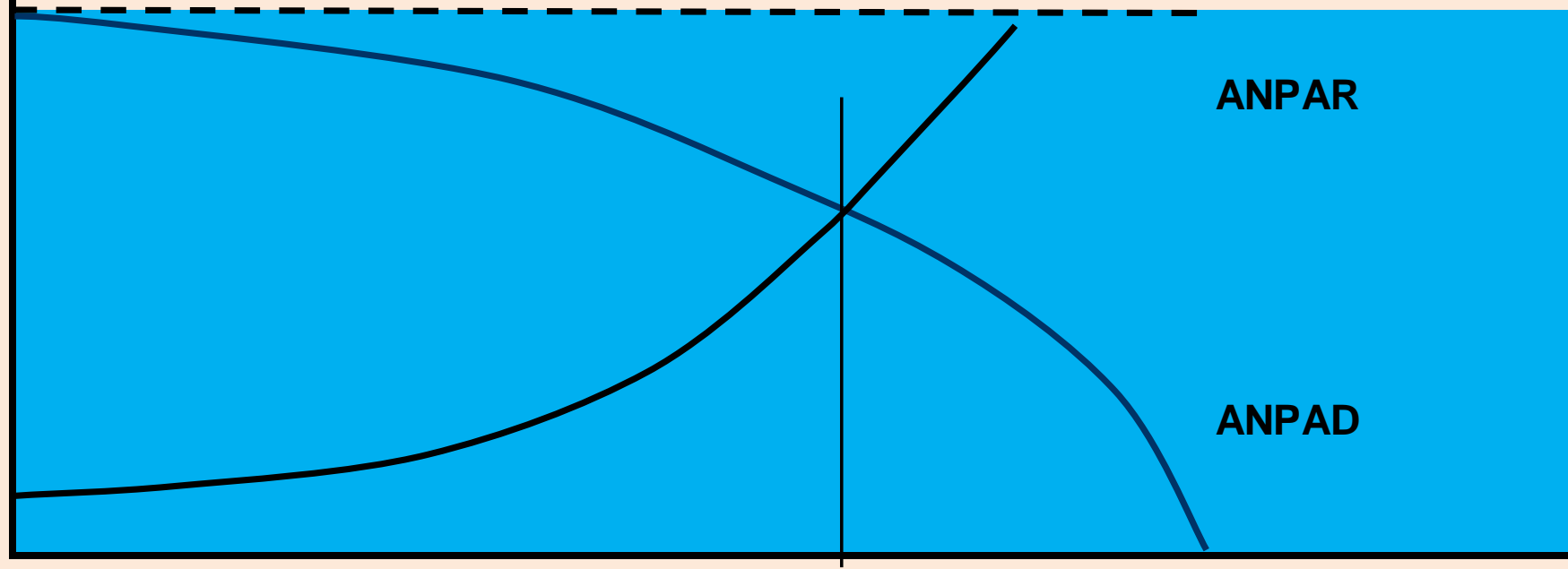
Es la energía necesaria para que la bomba funcione satisfactoriamente, llenándose totalmente la aspiración y venciendo las pérdidas desde la brida de aspiración hasta el punto en que la bomba entregue más energía al fluido.

Se puede decir que es la cantidad de energía, en metros de líquido, requerida para vencer las pérdidas por fricción desde la brida de aspiración hasta los álabes del impulsor y además generar la aceleración necesaria para que el líquido fluya hacia los álabes. Es una característica de la bomba que la da el fabricante.



ANPAR
ANPAD

ANPAR < ANPAD



funcionamiento de la bomba

Q

PROBLEMAS REFERENTES A LA CAVITACIÓN

Cuando la presión en un punto es menor que la presión de vapor del líquido bombeado, se produce una vaporización (burbuja). En un punto posterior, a mayor presión, se produce una implosión y el lugar es ocupado por el líquido circundante violentamente, produciendo la rotura de la bomba por CAVITACION. Este problema es inherente a la aspiración de la bomba, por eso normalmente debe "cebarse". Para salvar el peligro de cavitación la bomba deberá colocarse tanto más baja con relación al depósito de aspiración cuanto:

- 1 La Presión atmosférica sea menor en el lugar de instalación.
- 2 La tensión de vapor del fluido sea mayor. Esta presión crece con la temperatura. El bombeo de líquidos calientes exige una altura máxima más pequeña que para líquidos más fríos.
- 3 Las pérdidas en la tubería de aspiración sean mayores, por lo que habría que aumentar el diámetro y colocar menos accesorios para solucionar el problema.
- 4 El caudal y por lo tanto la altura dinámica en el tubo de aspiración sea mayor ($V_e^2/2g$). Si la bomba empieza a cavitarse, se disminuye el caudal y el fenómeno cesa.
- 5 Las pérdidas en el interior de la bomba sean mayores.

EFFECTOS DE LA CAVITACIÓN



MÉTODOS PARA MINIMIZAR LOS EFECTOS DE LA CAVITACIÓN

AUMENTO DEL $NPSH_d$.- Se puede mejorar en las siguientes situaciones:

a) Si el líquido está caliente, se puede enfriar intercalando un refrigerante en la tubería, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye.

También se puede conseguir aspirando el líquido en algún punto de la corriente en que esté a temperatura más baja.

b) Aumentando la altura mínima del líquido en el tanque o elevando éste, que en principio parece la solución más sencilla, salvo que no resulte posible porque el nivel inferior del líquido sea fijo, como en un río, estanque o lago, o porque la altura a la que hay que subir el nivel del líquido sea totalmente impracticable, o porque el costo sea excesivo. A menudo el elevar el nivel del líquido unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa, más eficiente, un ahorro tanto en el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento, que compensarán los costes adicionales.

c) El bajar la bomba permite seleccionar una de velocidad específica más alta, menos costosa y más eficiente. Una variante sería emplear una bomba vertical con el impulsor bajo el nivel del suelo.

d) Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración se reducen las pérdidas de carga.

e) Si entre el nivel inferior y la bomba se intercala otra bomba que trasiega el caudal aspirado al tiempo que proporciona una altura diferencial pequeña, (justo la necesaria para aumentar el $NPSH_d$ en la brida de aspiración de la bomba problema), y que tenga un $NPSH_r$ bajo, (inferior al $NPSH_d$), el $NPSH_d$ de la tubería de aspiración de la bomba principal se mejora; a la bomba intercalada se la denomina **bomba booster**.

Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles más altas producen ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como una mayor eficiencia y, a menudo, un menor número de etapas, que dan mayor fiabilidad. La bomba booster puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

f) Reduciendo las pérdidas por fricción en la tubería de aspiración, que se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía.

REDUCCION DE LA NPSHr.- Se puede reducir:

a) *Verificando un pulido en el tubo de aspiración*, así como en el ojo del rodete

b) *Mediante la utilización de inductores* Fig.4.8, (no aconsejables cuando se trasvasan líquidos que transportan sólidos erosivos, "slurry", etc.).

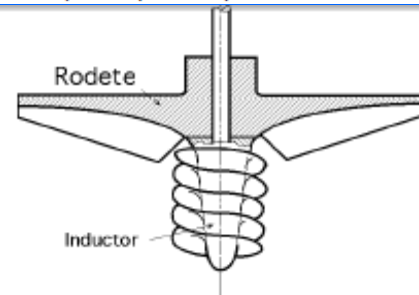


Fig.4.8.- Inductor

c) *Se puede elegir una bomba sobredimensionada a un régimen bajo de revoluciones*, dado que el $NPSHr$ (proporcional al cuadrado de la velocidad c_1) se reduce a medida que disminuye el caudal; esta solución tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables, ya que la cavitación produce unas oscilaciones de presión que si no se cortan dañarán la bomba.

El líquido debe entrar en la bomba en condiciones lo más alejadas posibles de su presión de vaporización. La entrada al ojo del rodete fuerza la velocidad del líquido, lo que origina una depresión (torbellino), y si se está cerca de la vaporización, la caída de presión produce burbujas de vapor que al entrar en el rodete originan cavitación; en estas circunstancias el rodete se ve sometido a una intensa vibración que lo destruirá si no se para.

Para evitar la cavitación hay que disponer siempre de una línea de aspiración amplia, evitando los codos y válvulas innecesarias, vigilando la temperatura de entrada a la bomba del líquido. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de reducir la temperatura.

d) *En bombas de velocidad específica alta se puede aumentar el diámetro del rodete*, solución que reduce el $NPSHr$ porque disminuye la velocidad de entrada c_1 al impulsor. Una velocidad baja puede tener muy poca influencia en el rendimiento de la bomba, (el rendimiento máximo se tiene para c_1 mínima), o cerca del mismo, pero al funcionar con capacidad parcial puede ocasionar un funcionamiento ruidoso, borboteos hidráulicos y desgastes prematuros.

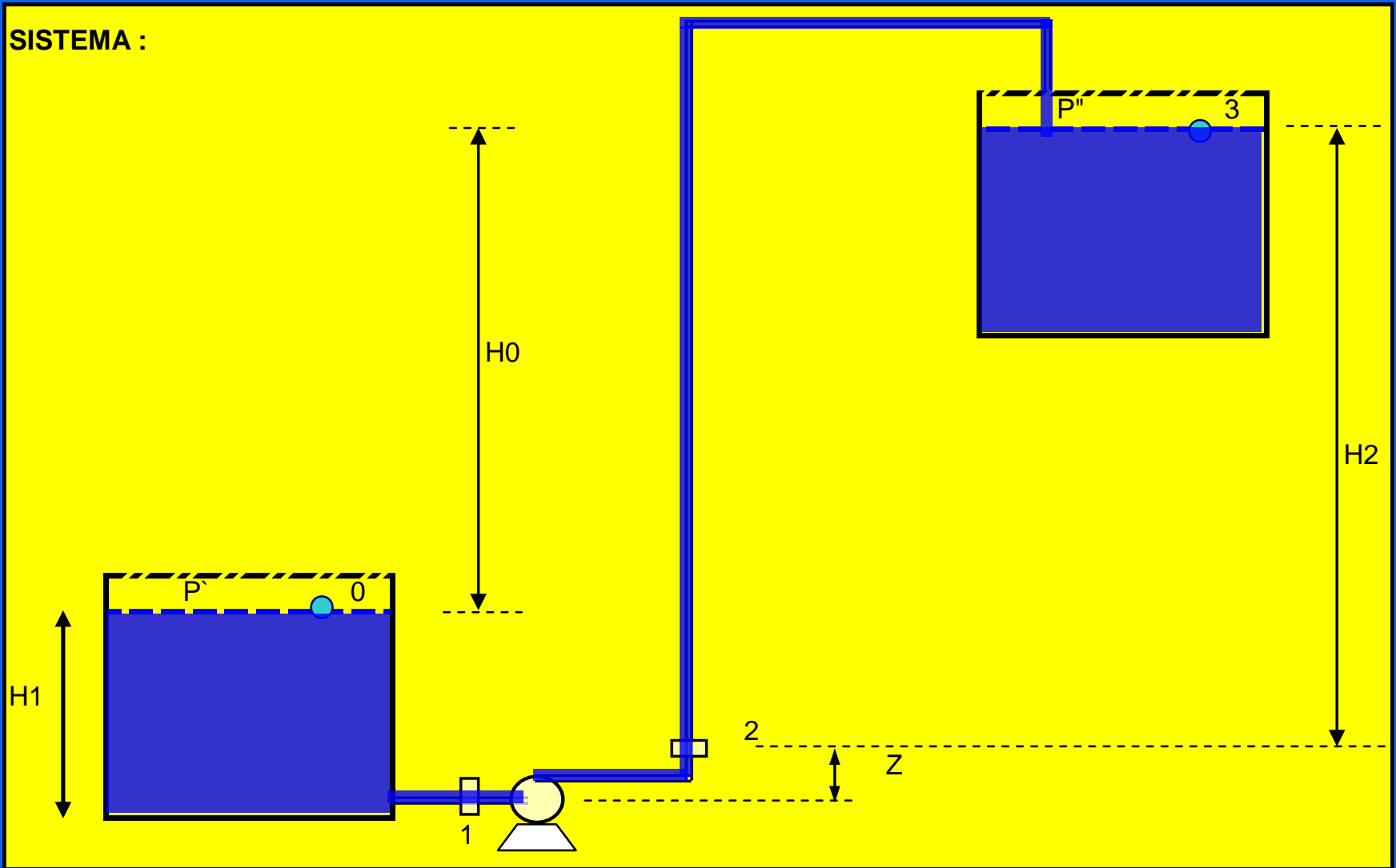
e) *En aquellas situaciones en que el tubo de aspiración sea demasiado largo*, se recurre a rodetes en los que mediante un *by-pass* se produce una recirculación del líquido a bombear, que permite trabajar con valores del $NPSHr$ relativamente pequeños.

f) *Empleando velocidades de la bomba más bajas*, ya que una vez que se ha seleccionado un valor razonable de la velocidad específica de aspiración, cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será el $NPSHr$. El problema es que, para el mismo servicio, una bomba de baja velocidad es más costosa y menos eficiente que otra de alta velocidad, por lo que la baja velocidad de la bomba rara vez es la más económica.

g) *Empleando un impulsor de doble succión*, solución que es la más deseable, en particular para grandes caudales.

CÁLCULO DE LA POTENCIA

SISTEMA :



Aplicando el teorema de Bernoulli entre el punto 1 y 2 para calcular la altura manométrica:

$$H_m = (P_2 - P_1) / \gamma + (V_2^2 - V_1^2) / 2g + Z$$

1

$$H_2 + Z = H_0 + H_1$$

Aplicando Bernoulli entre 0 y 1:

$$P_0/\gamma + H_1 + V_0^2/2g = P_1/\gamma + V_1^2/2g + \Delta h_{asp(0-1)} \quad \text{NR en 1} \quad V_0 \text{ despreciable.}$$

$$P_1/\gamma = P_0/\gamma + H_1 - V_1^2/2g - \Delta h_{asp(0-1)}$$

$$\Delta h_{asp(0-1)} = f \frac{L_t}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$L_t = L_{tr} + L_{eacc}$$

$$f = \varphi (Re, K/D)$$

Aplicando Bernoulli entre 2 y 3 :

$$P_2/\gamma + V_2^2/2g = P''/\gamma + H_2 + V_3^2/2g + \Delta h_{\text{imp}(2-3)} \quad \text{NR en 2} \quad V_3 \text{ despreciable.}$$

$$P_2/\gamma = P''/\gamma + H_2 - V_2^2/2g + \Delta h_{\text{imp}(2-3)}$$

$$(P_2 - P_1)/\gamma = (P'' - P')/\gamma + (H_2 - H_1) - (V_2^2 - V_1^2)/2g + D_{\text{hasp}} + D_{\text{himp}}$$

$$H_m = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + Z$$

1

$V_2 \sim V_1$ (Δ^2 pequeño)

$$\Delta h_{asp} + \Delta h_{imp} = \sum h_l$$

Reemp. en

1

$$H_m = \frac{(P'' - P')}{\gamma} + \sum h_l + (H_2 - H_1) + z$$

$$H_m = \frac{(P'' - P')}{\gamma} + \sum h_l + H_0$$

$$N = \frac{\gamma \text{ (Kg/m}^3\text{)} \cdot H_m \text{ (m)} \cdot Q \text{ (m}^3\text{/s)}}{75 \cdot n} \quad \text{(CV)}$$

SELECCIÓN DE BOMBAS

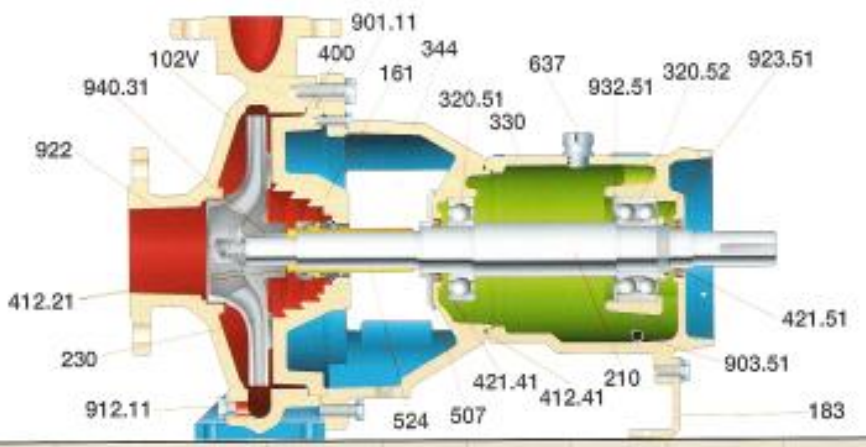
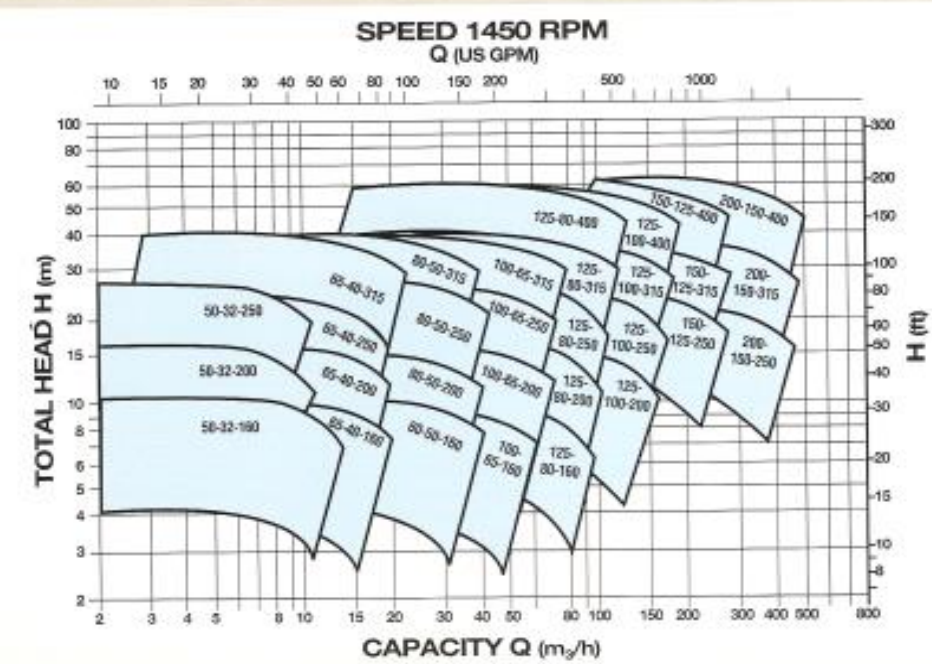
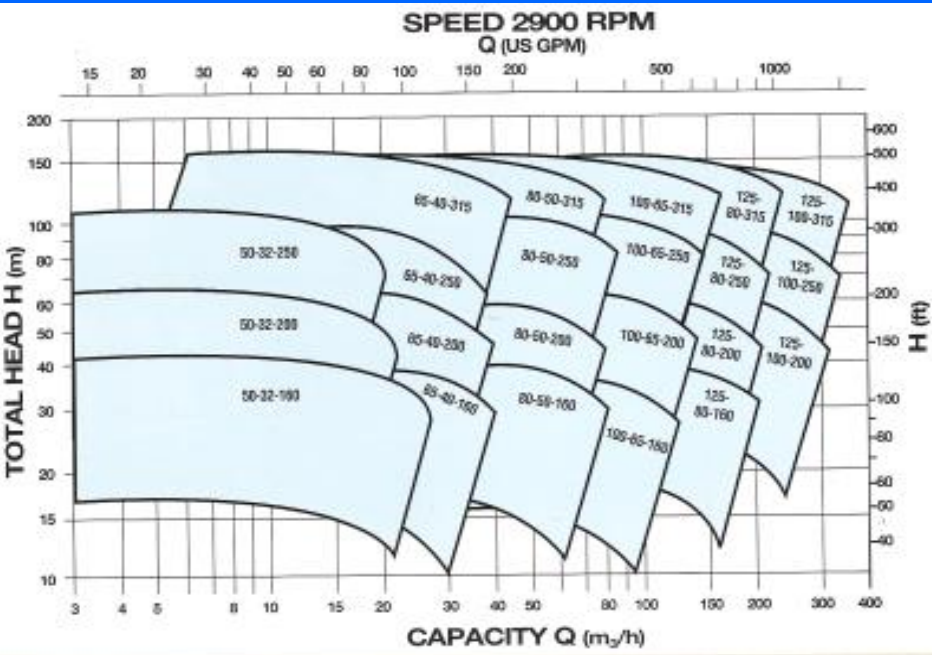
SE UTILIZAN CATÁLOGOS Y SOFTWARE VERIFICANDO PARA QUÉ TIPO DE FLUIDOS Y CONDICIONES ESTÁN DISEÑADOS

SE DETERMINAN GRUPOS DE BOMBAS SEGÚN SU CAUDAL Y ALTURA MANOMÉTRICA

SE ELIGE LA BOMBA MÁS ADECUADA A LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA. SE DEBEN PREVER POSIBLES CAMBIOS FUTUROS EN LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

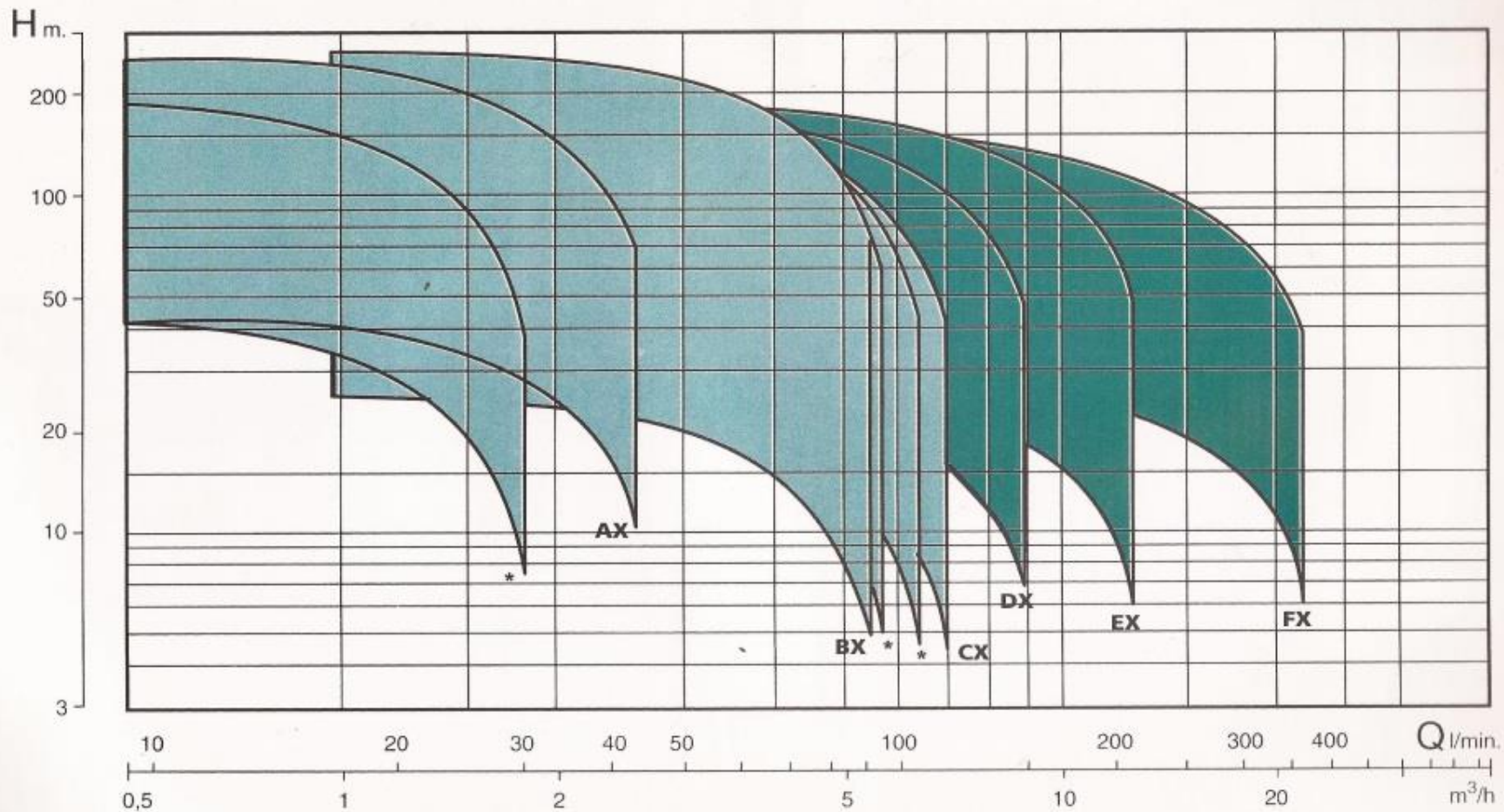
ESTE SERÍA EL CASO DE BOMBAS MULTITETAPAS EN DONDE LOS CAUDALES FUTUROS PUEDEN SER VARIABLES, POR LO QUE ES ACONSEJABLE SELECCIONAR CONJUNTOS CON CIERTA FLEXIBILIDAD YA QUE NO RESULTA ECONÓMICO REALIZAR CAMBIOS FRECUENTES.

IC SERIES Parts list and materials of construction



Item Number	Part Name	Ductile Iron (NL)	316SS (VV)	Duplex (VW)	Alloy 20 (AA)	Hastelloy (BB/CC)	Titanium (TT)
102V	Casing	Ductile Iron	316SS	Duplex SS	Alloy 20	Hastelloy	Titanium
161	Seal Chamber/ Stuffing Box Cover	Ductile Iron	316SS	Duplex SS	Alloy 20	Hastelloy	Titanium
183	Support Foot				Carbon Steel		
210	Shaft				Stainless Steel (1.4021)		
230	Impeller	Cast Iron	316SS	Duplex SS	Alloy 20	Hastelloy	Titanium
320.51	Radial Bearing				Single Row Ball Bearing		
320.52	Thrust Bearing				Double Row Angular Contact Ball Bearing		
330	Bearing Bracket				Cast Iron		
344	Lantern				Ductile Iron		
400	Case Gasket				Non-Asbestos Aramid Fiber		
412.21	O-ring, Shaft Sleeve & Impeller Nut				Teflon		
412.41	O-ring Bearing Bracket				Viton		
421.41	Oil Seal, Inboard				Lip Seal (Buna & Steel)		
421.51	Oil Seal, Outboard				Lip Seal (Buna & Steel)		
507	Flinger				Noryl 66		
524	Shaft Sleeve		Duplex SS (1.4462)		Alloy 20	Hastelloy	Titanium
637	Oil Vent				Steel		
901.11	Casing Bolts, Hex Cap Screw				Stainless Steel (A2)		
903.51	Drain Plug				Steel Magnetic Tipped		
912.11	Case Drain Plug		316SS		Alloy 20	Hastelloy	Titanium
922	Impeller Nut		Duplex SS		Alloy 20	Hastelloy	Titanium
923.51	Bearing Lock Nut				Steel/Nylon		
932.51	Snap Ring/Circlip				Carbon Steel		
940.31	Impeller Key				Carbon Steel		
Other Parts Not Shown							
236	Inducer (optional)		Duplex SS (1.4462)		Alloy 20	Hastelloy	Titanium
452	Packing Gland		316SS				
458	Lantern Ring				Glass Filled PTFE		
461	Packing				PTFE Impregnated		
502.11	Wear Ring (optional)		316SS (1.4410)	Duplex SS	Alloy 20	Hastelloy	Titanium
642	Oil Level Sight Glass				Glass/Plastic		

CAMPOS DE PRESTACION



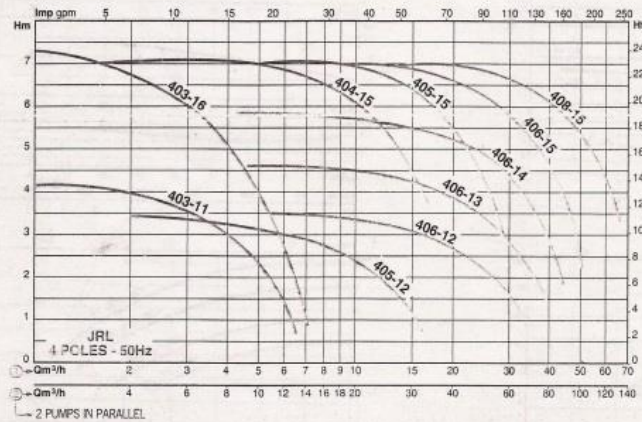
(*) Modelos disponibles solamente sobre pedido

SELECCION BOMBA ELECTROSUMERGIBLE

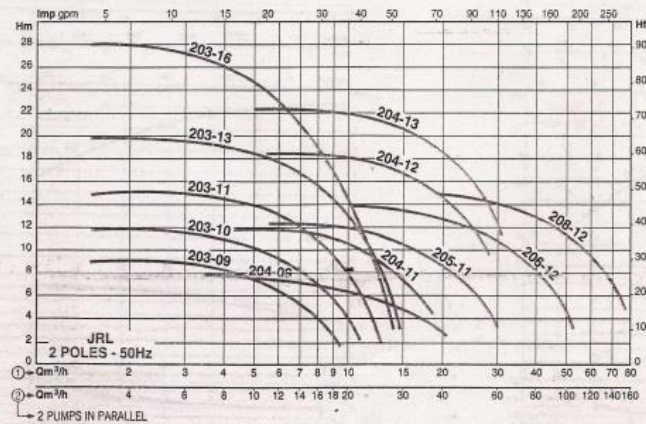


SE DEBE BUSCAR LA FLEXIBILIDAD DE LA INSTALACIÓN

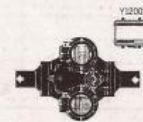
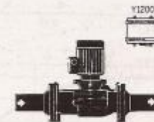
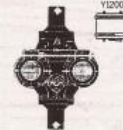
JRL: PRE-SELECTION GRAPHS



Hydraulic performances with one pump in operation.



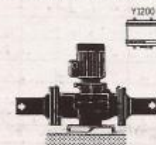
DIRECT MOUNTING ON VERTICAL OR HORIZONTAL PIPE



Possible mounting position, but pumps need periodical changeover to avoid trapped air at the high point.



MOUNTING ON SOLID BLOCK with optional base plate PUMPS ND 65 and 80



Q-H-6"

ELECTROBOMBAS SUMERGIBLES PARA POZOS DE 6" DIAMETRO

ALTURA MANOMETRICA TOTAL EN METROS

BOMBA MODELO	PROFUNDIDAD (M)	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	175	200	%	OPT
--------------	-----------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---	-----

CAUDAL EN METROS CUBICOS POR HORA

5CLC-5	7,5					32,2	29,9	27,5	24,8	21,0	15,7	8,7																		74	22,8
5CLC-6	7,5						32,6	30,7	28,7	26,6	24,2	21,0	16,8	11,3																74	22,8
5CLC-7	10							32,8	31,2	29,6	27,9	26,0	23,8	21,0	17,5	13,0														74	22,8
5CLC-8	10								33,0	31,6	30,2	28,7	27,2	25,5	23,5	21,0	18,0	14,1												74	22,8
5CLC-9	10									33,2	31,9	30,7	29,4	28,1	26,6	25,1	23,2	21,0	18,4	15,0										74	22,8
5CLC-10	15										33,3	32,2	31,1	29,9	28,7	27,5	26,2	24,8	23,0	21,0	15,7	8,7								74	22,8
5CLC-11	15											33,5	32,4	31,4	30,3	29,3	28,2	27,0	25,8	24,5	21,0	16,3	10,1							74	22,8
5CLC-12	15												33,5	32,6	31,6	30,7	29,7	28,7	27,7	26,6	24,2	21,0	16,8	11,3						74	22,8
5CLC-13	15													33,5	32,7	31,8	31,0	30,1	29,2	28,3	26,3	24,0	21,0	17,2	12,2					74	22,8
5CLC-14	20														33,6	32,8	32,0	31,2	30,4	29,6	27,9	26,0	23,8	21,0	17,5					74	22,8
5CLC-15	20															33,6	32,9	32,2	31,4	30,7	29,1	27,5	25,8	23,6	21,0	11,3				74	22,8
5CLC-16	20																33,7	33,0	32,3	31,6	30,2	28,7	27,2	25,5	23,5	16,1				74	22,8
5CLC-17	20																	33,7	33,1	32,4	31,1	29,8	28,4	26,9	25,3	19,7	10,5			74	22,8
5CLC-18	20																		33,7	33,2	31,9	30,7	29,4	28,1	26,6	22,1	15,0			74	22,8

5CHC-4	7,5						38,2	33,9	28,3	16,0																					75,3	28,1
5CHC-5	10							40,2	37,4	33,9	29,6	23,2																			75,3	28,1
5CHC-6	10								39,4	36,8	33,9	30,4	25,9	16,0																	75,3	28,1
5CHC-7	15									40,6	38,7	36,5	33,9	31,0	27,3	21,9															75,3	28,1
5CHC-8	15										39,9	38,2	36,2	33,9	31,4	28,3	24,2	16,0													75,3	28,1
5CHC-9	15											40,8	39,4	37,7	36,0	33,9	31,7	29,0	20,8												75,3	28,1
5CHC-10	20													40,2	39,0	37,4	35,8	33,9	29,6	23,2											75,3	28,1
5CHC-11	20														40,9	39,8	38,5	37,1	33,9	30,0	24,7										75,3	28,1
5CHC-12	20															40,4	39,4	36,8	33,9	30,4	25,9	16,0									75,3	28,1
5CHC-13	25																	41,0	39,1	36,6	33,9	30,7	26,6								75,3	28,1
5CHC-14	25																		40,6	38,7	36,5	33,9	31,0	16,0							75,3	28,1
5CHC-15	25																			40,2	38,4	36,3	33,9	25,9							75,3	28,1
5CHC-16	30																					39,9	38,2	36,2	29,9	16,0					75,3	28,1
5CHC-17	30																						41,1	39,7	37,9	32,8	25,1				75,3	28,1
5CHC-18	30																							40,8	39,4	34,9	29,0				75,3	28,1

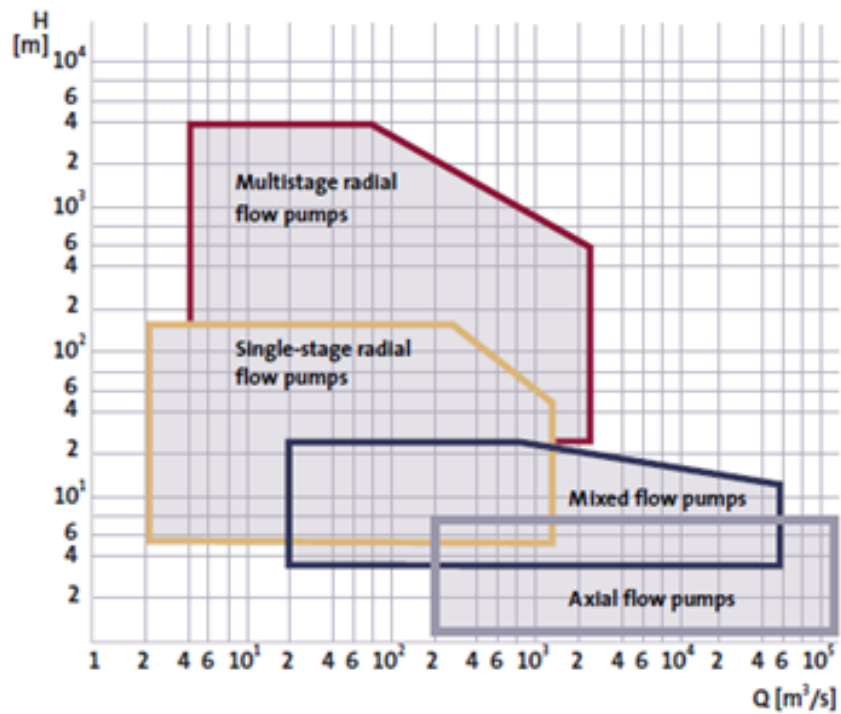
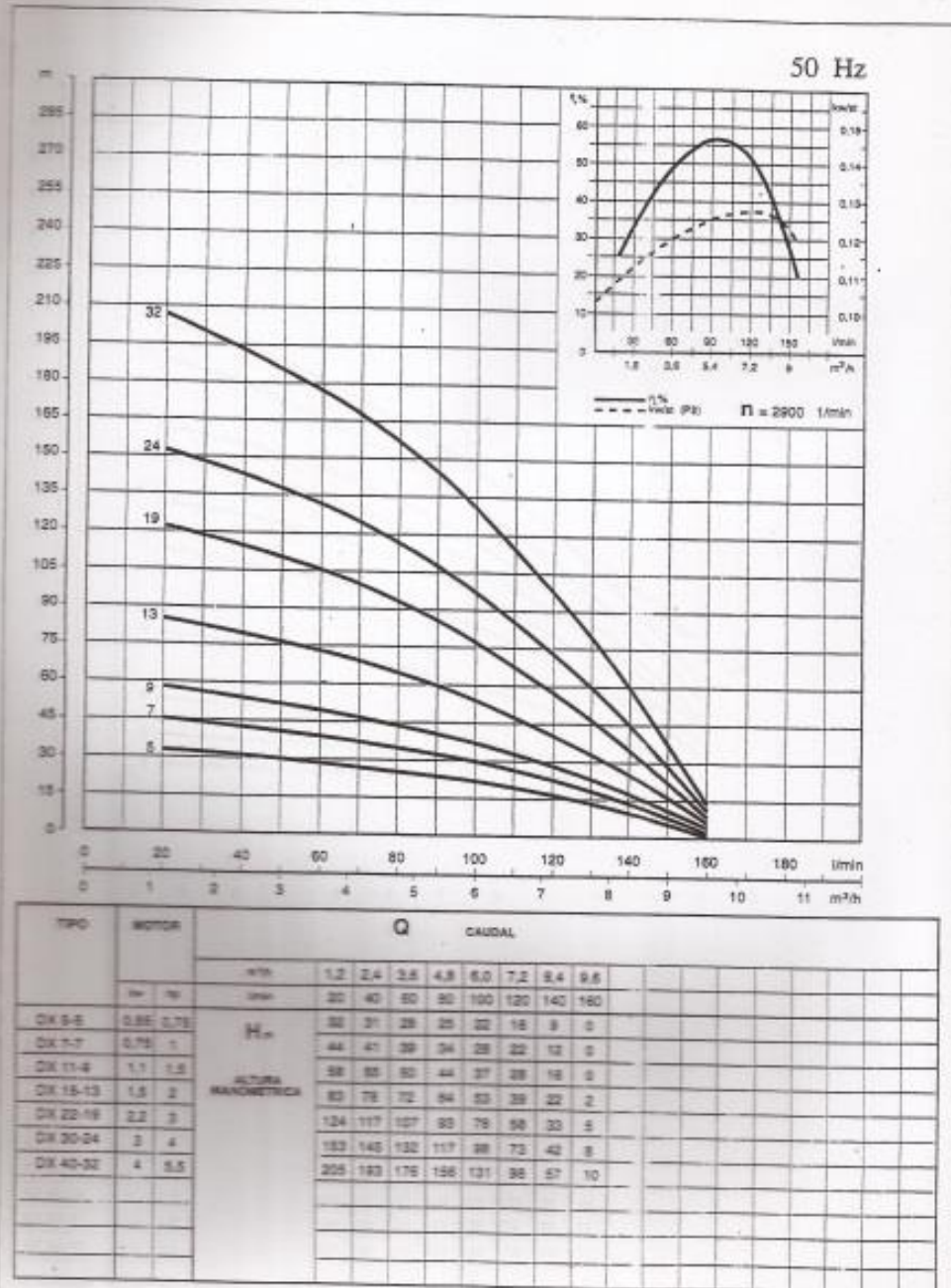


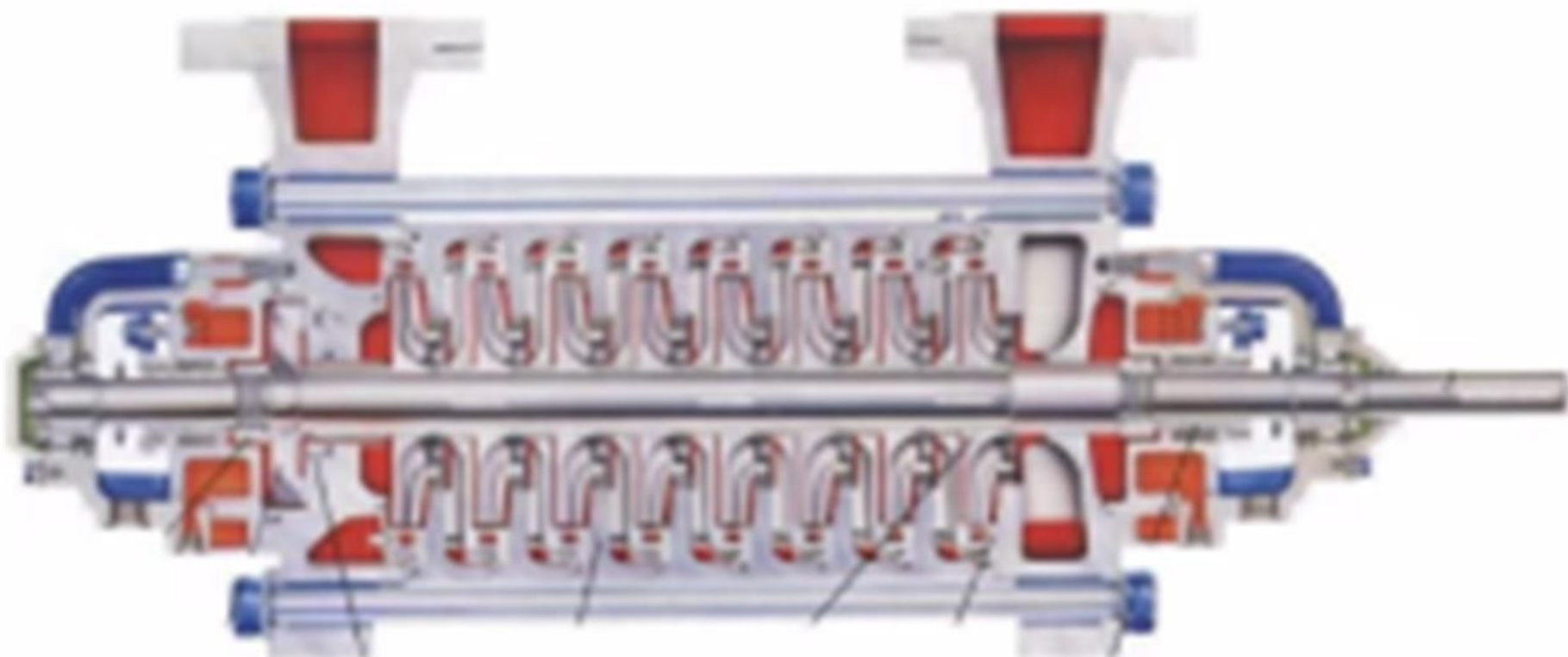
Fig. 1.1.3: Caudal y altura para distintos tipos de bombas centrífugas

4" Serie DX



BOMBEO CENTRÍFUGO MULTITETAPAS

BOMBA CENTRIFUGA MULTIPASOS



CUANDO VARIAS BOMBAS SE ACOPLAN A LA MISMA FLECHA Y LA DESCARGA DE LA PRIMERA SE ACOPLA A LA SUCCION DE LA SEGUNDA, LA DESCARGA DE LA SEGUNDA A LA SUCCION DE LA TERCERA Y ASÍ SUCCESIVAMENTE, SE FORMA UNA BOMBA MULTIPASOS, LA PRESIÓN DE DESCARGA Y LA POTENCIA ES LA SUMA DE LAS PRESIONES Y POTENCIAS DE TODAS

Se utiliza la reinyección de agua coproducida por los yacimientos con el objeto de incrementar la recuperación de petróleo mediante el proceso de recuperación secundaria

Para esto se utilizan bombas centrífugas multietapas para obtener las presiones y caudales requeridos.

En el Yacimiento Barrancas se inyectan aproximadamente 30.000 m³/d y en Vizcacheras 48.000 m³/d

En algunos casos se realiza el revamping o destajeo de las bombas con el objetivo de llegar con menores presiones a la boca del inyector y desde allí, mediante otra bomba conseguir la presión necesaria de inyección.

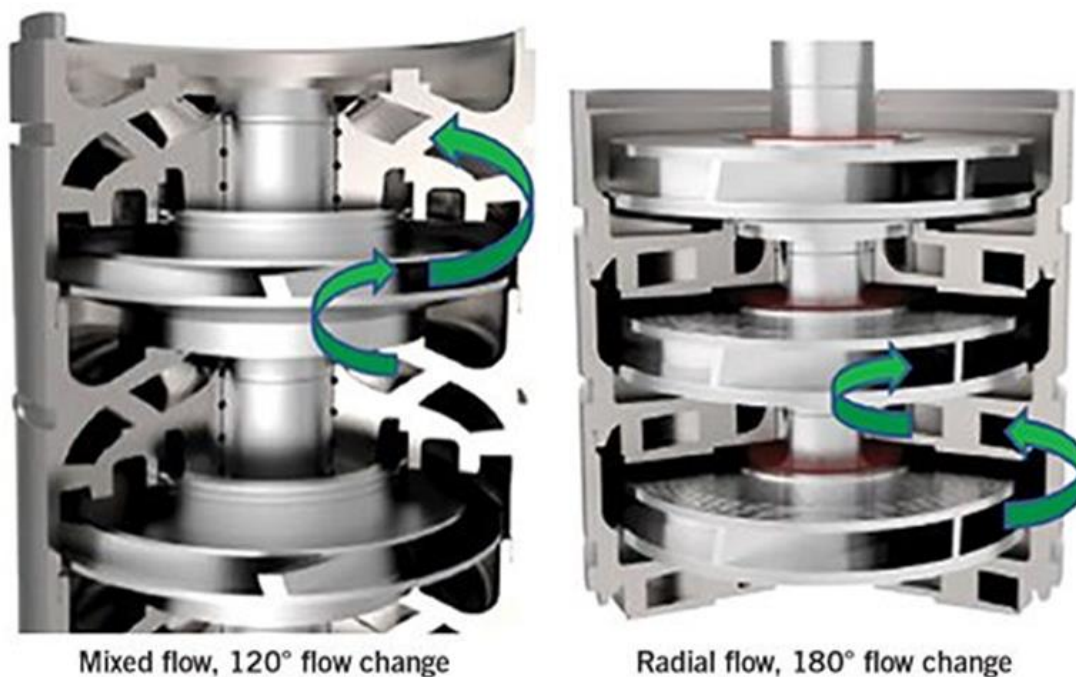
También mediante mejoras en el piping se logra aumentar el rendimiento global del sistema, mejorando la Eficiencia Energética.

Radial, mixed-stage

Fig. 2 illustrates both mixed and radial-flow stages. Radial stages are efficient but do not handle gas or solids well. Radial-flow staged pumps can be run in more benign wells with known flow ranges, no scale, and limited sand or low-gas content.

FLOW-STAGE FLUID REDIRECTION

FIG. 2



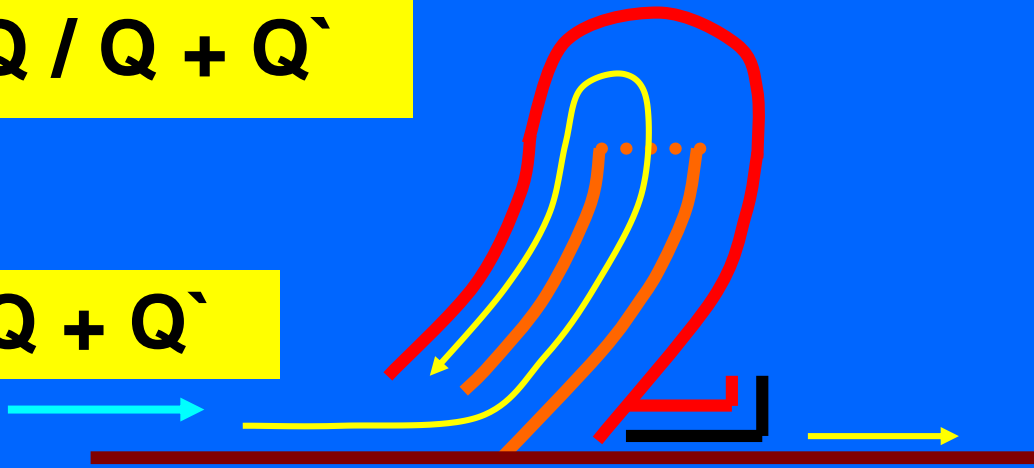
Fluid in a radial design is flung outward to the edge of the stage and then redirected 180° back to the center. From the center, the fluid moves upward into the next stage, and then repeats the cycle.

If solids are present in the fluid, they tend to be directed against the diffuser wall during redirection and against the central shaft following the 180° change, resulting in severe erosion. This problem worsens as the amount of sand or other solids increases.

Pérdidas volumétricas

$$\eta_v = Q / (Q + Q')$$

$$Q + Q'$$



Está dado por la recirculación que hay en el rodete. A la salida del rodete hay mayor presión que a la entrada por lo que parte del fluido vuelve y es impulsado nuevamente absorbiendo energía. También pueden haber pérdidas en las empaquetaduras. En el primer caso se busca que el clearance entre rodete y carcaza sea lo menor posible (se pueden poner anillos de desgaste). En el segundo caso se pueden minimizar las pérdidas mediante sellos mecánicos.

Pérdidas hidráulicas

La altura teórica para infinito número de álabes se puede corregir por el coeficiente de Pfeleider:

$$H_z = H_{tinf} / K_f$$

La altura real será:

$$H_r = H_z - \sum H_p$$

$\sum h_p$: pérdidas hidráulicas dentro de la bomba (de superficie por entre paredes y de forma, por desprendimiento de capa límite).

Se puede poner:

$$H_r = H_{tinf} / K_f * \eta_h$$

$$\eta_h = H_r / H_z$$

Pérdidas mecánicas

Es la potencia perdida por rozamiento en el árbol (rozamiento en empaquetaduras, rozamiento del árbol con los cojinetes). La potencia de accionamiento de la bomba la descompongo como la suma de la hidráulica más la mecánica.

$$N = N_h + N_m$$

$$\eta_m = (N - N_h) / N = N_m / N$$

La potencia hidráulica es la que necesita la bomba para comunicarle energía al fluido que es todo el fluido ($Q+Q'$) y la H es también la total (porque la N de la bomba se invierte también en las pérdidas: $H_z = H_r + \sum H_p$).

La potencia hidráulica con los caudales totales es:

$$N_h = \gamma (Q+Q') H_z / 75$$

Rendimiento total

Para englobar todos los rendimientos:

$$\eta = \gamma Q H_r / 75 \mathbf{N}$$

$$\eta = \gamma Q H_r / 75 N$$

El numerador es la potencia realmente recibida por el fluido y el denominador es la potencia gastada.

Dividiendo y multiplicando por la potencia gastada:

$$\eta = \gamma Q H_r / 75 N * N h \quad 75 / \gamma (Q + Q') H_z$$

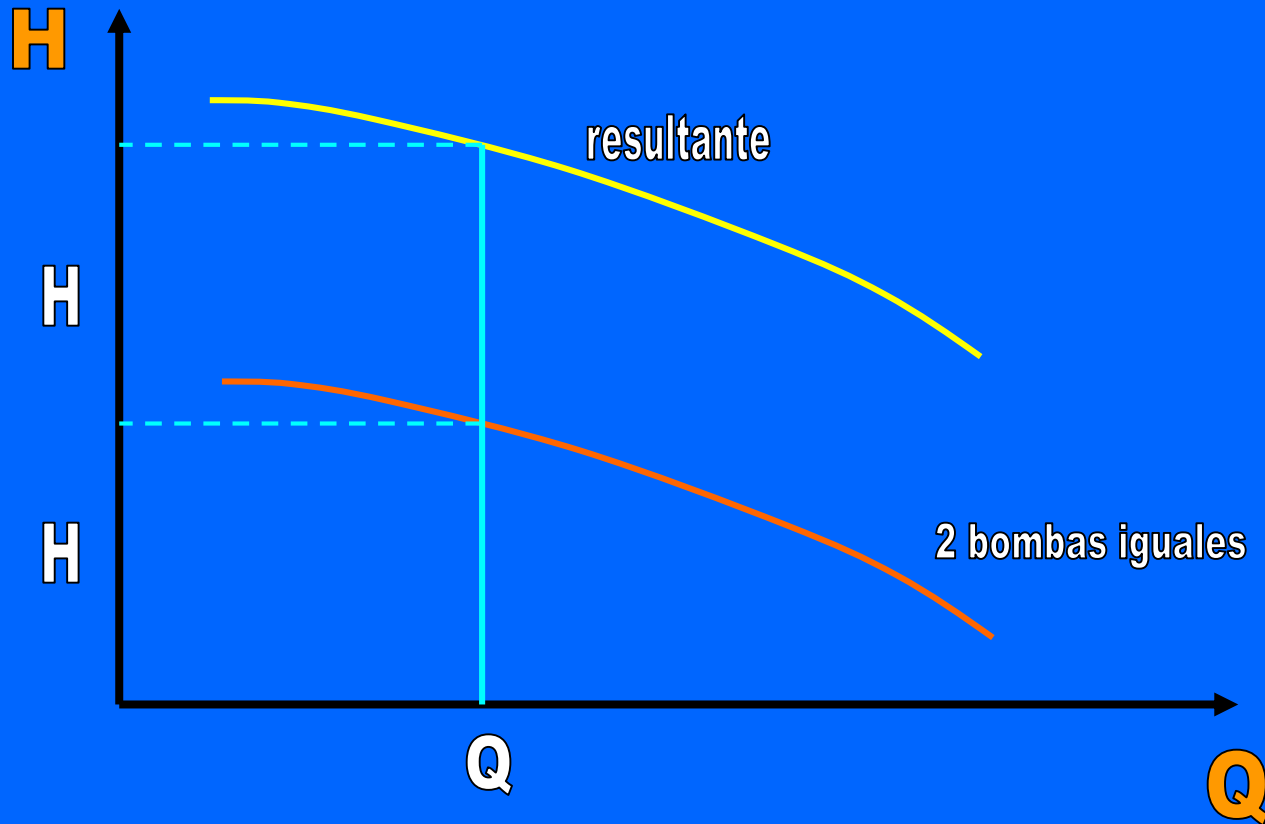
$$\eta = Q / (Q + Q') \quad H_r / H_z \quad N h / N$$

$$\eta = \eta_v \eta_m \eta_h$$

El rendimiento total es el producto de los rendimientos.

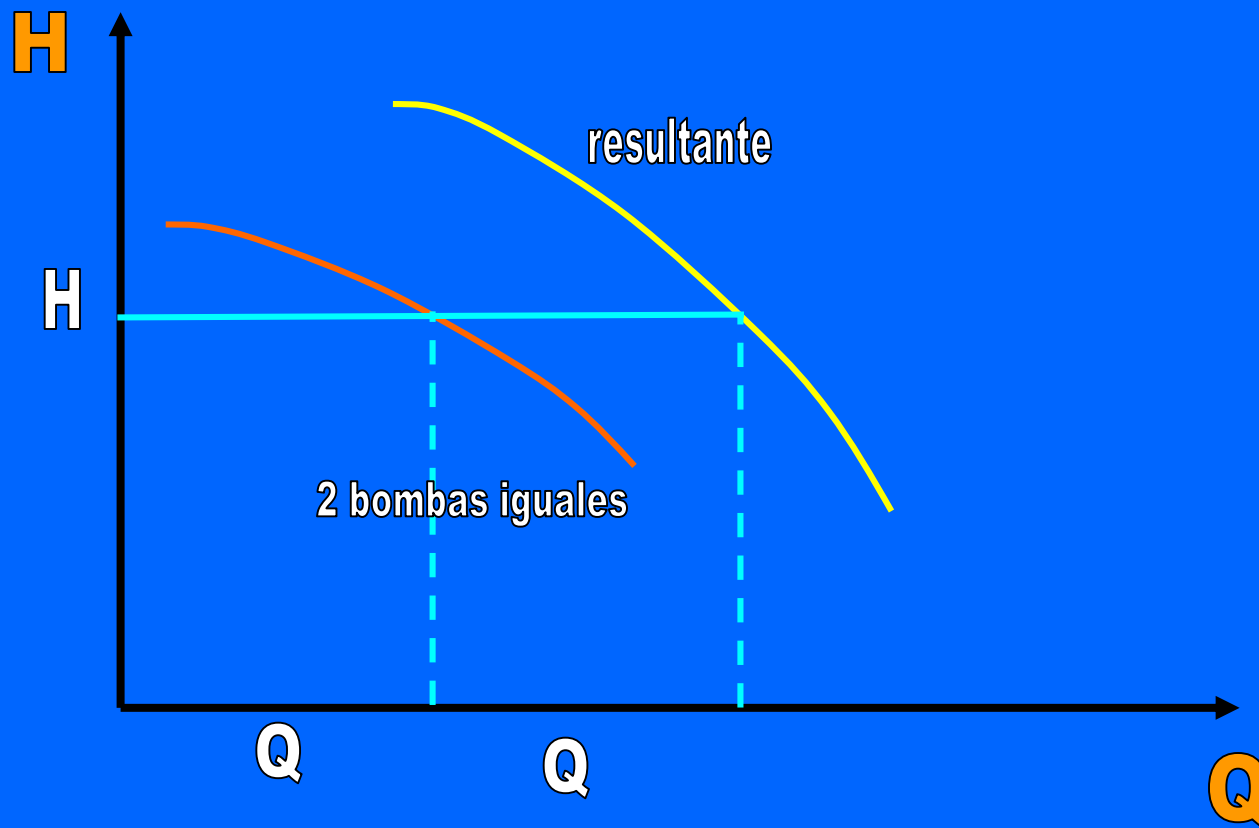
BOMBAS EN SERIE

Ambas bombas manejan igual caudal y la altura total es la suma de las alturas de cada una



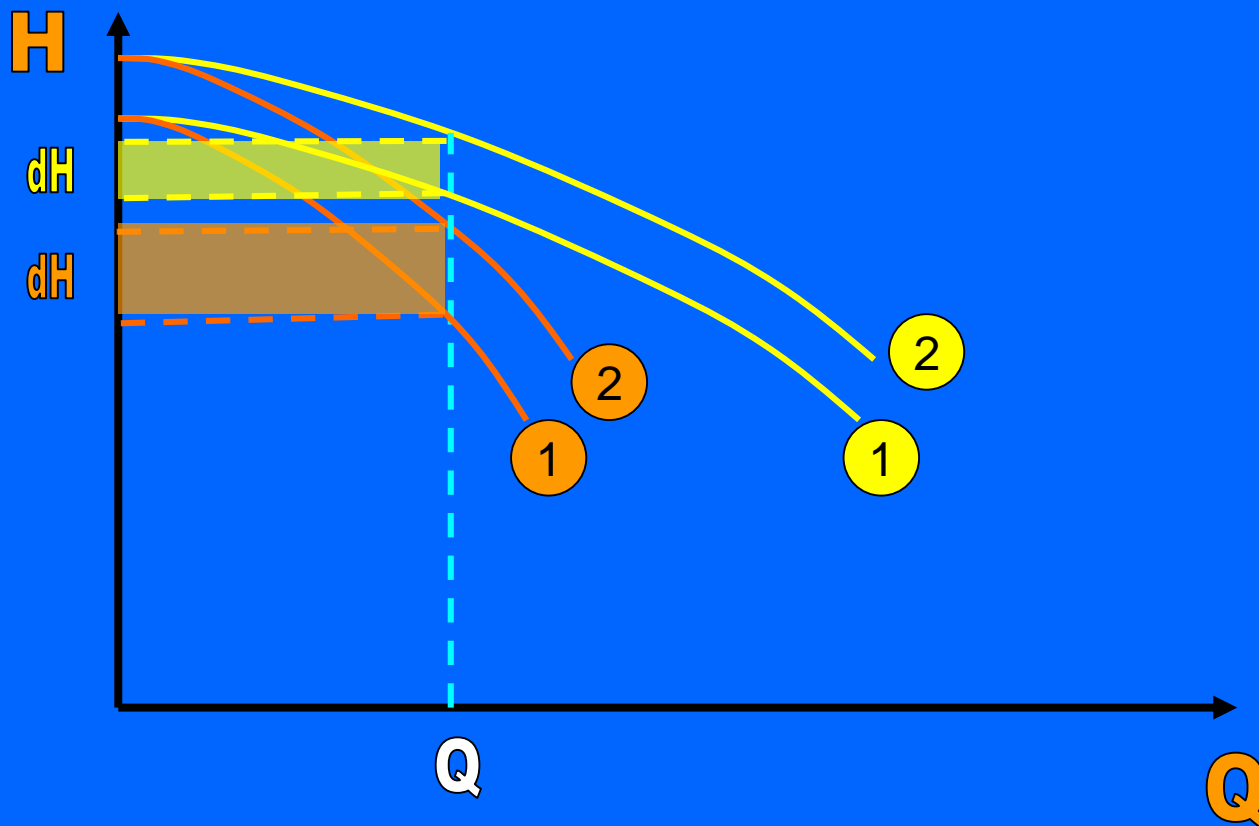
BOMBAS EN PARALELO

PERMITEN AUMENTAR LOS CAUDALES DE SALIDA DEL SISTEMA



BOMBAS EN SERIE

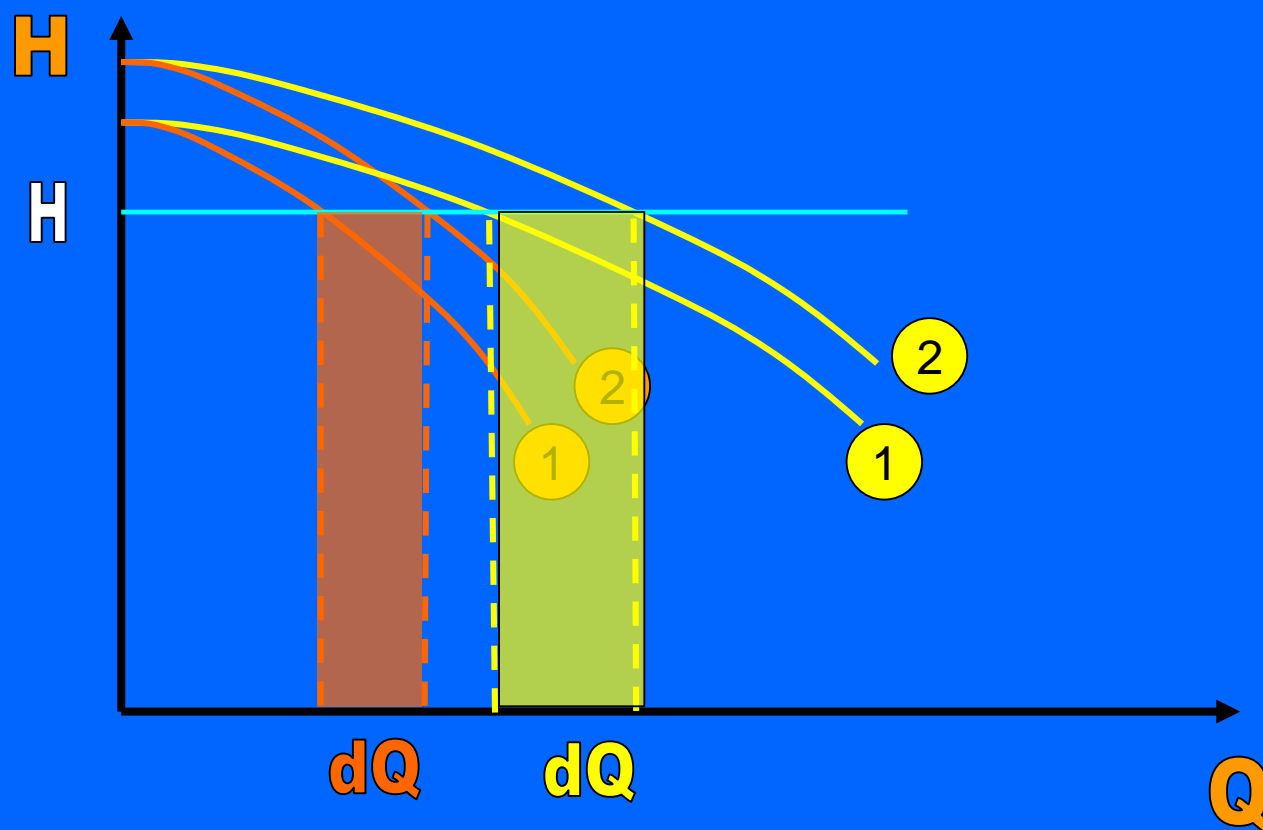
ES DIFÍCIL QUE AMBAS BOMBAS TENGAN IGUAL CURVA CARACTERÍSTICA. EN SERIE CONVENDRÍA QUE LAS CURVAS SEAN MÁS APLANADAS, CON LO QUE EL dH ENTRE ELLAS ES MENOR



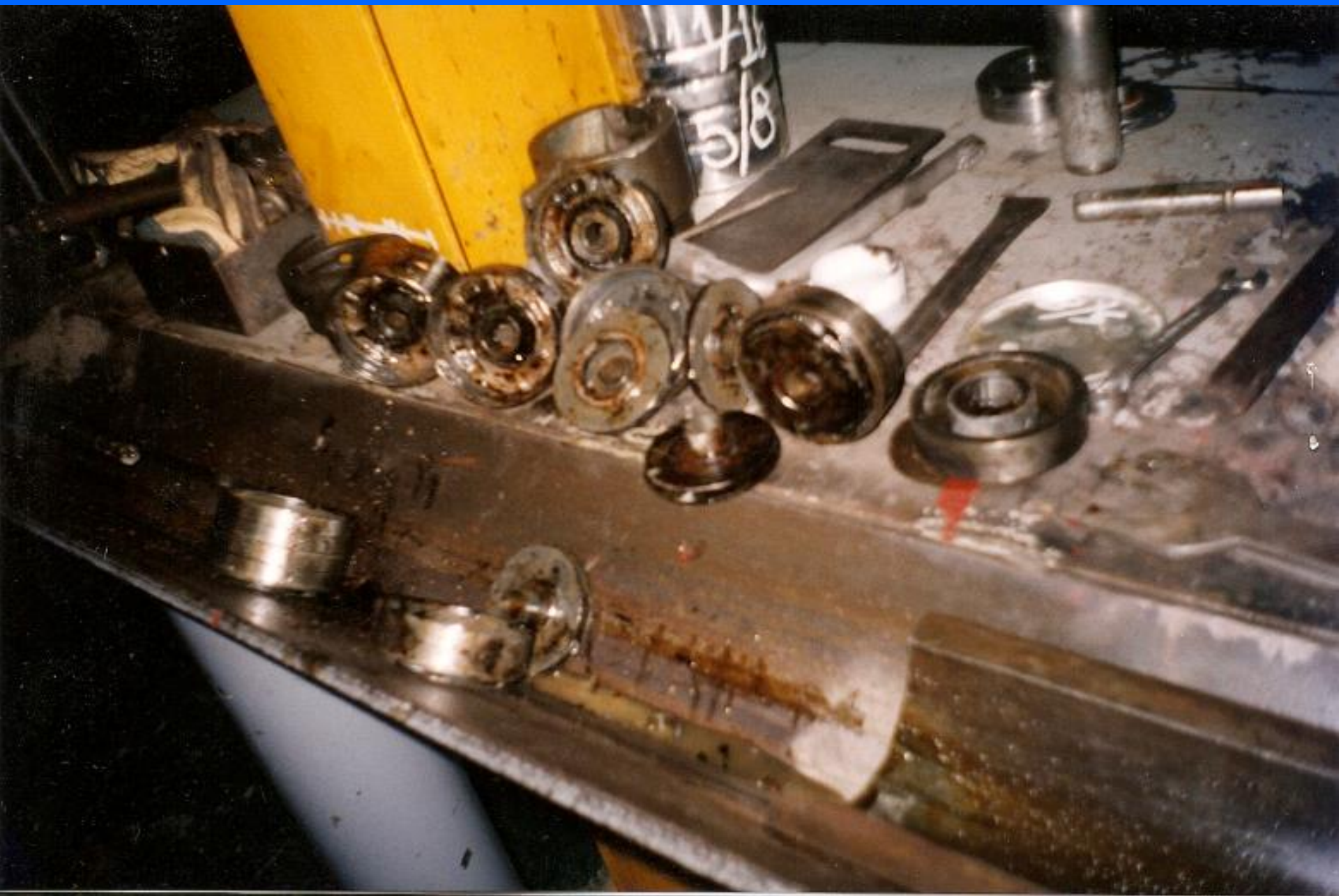
BOMBAS EN PARALELO

PARA BOMBAS EN PARALELO SE BUSCAN BOMBAS CON CURVAS CARACTERÍSTICAS MÁS INCLINADAS DE FORMA DE DISMINUIR EL dQ

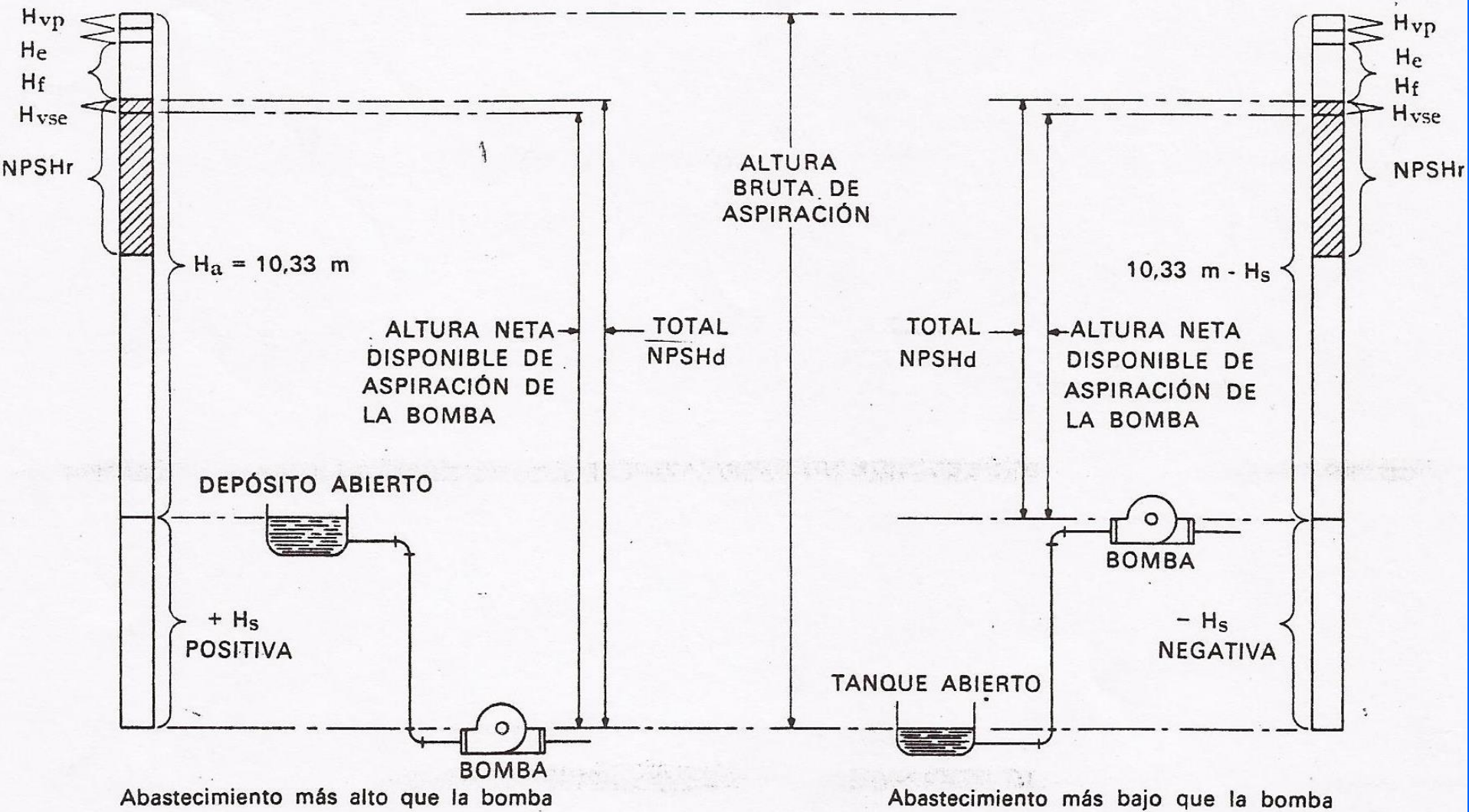
SE BUSCA QUE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS SEAN ESTABLES EN TODO SU RANGO, LO QUE SE LOGRA CUANDO TENGAN LA MÁXIMA PRESIÓN PARA $Q=0$, QUE CORRESPONDE A ÁNGULOS β_2 PEQUEÑOS







NPSH ANPA **Net Positive Suction Head**
Altura Neta Positiva de Aspiración



NOTA : $H_a = \text{presión atmosférica} = 10,33 \text{ m C. A.}$

FIG. 11. Altura neta positiva en la aspiración. Sistemas abiertos (agua fría)

Las figuras 11 y 12 ilustran la aplicación del cálculo NPSHd a circuitos abiertos y cerrados. En estas figuras se han introducido tres términos adicionales:

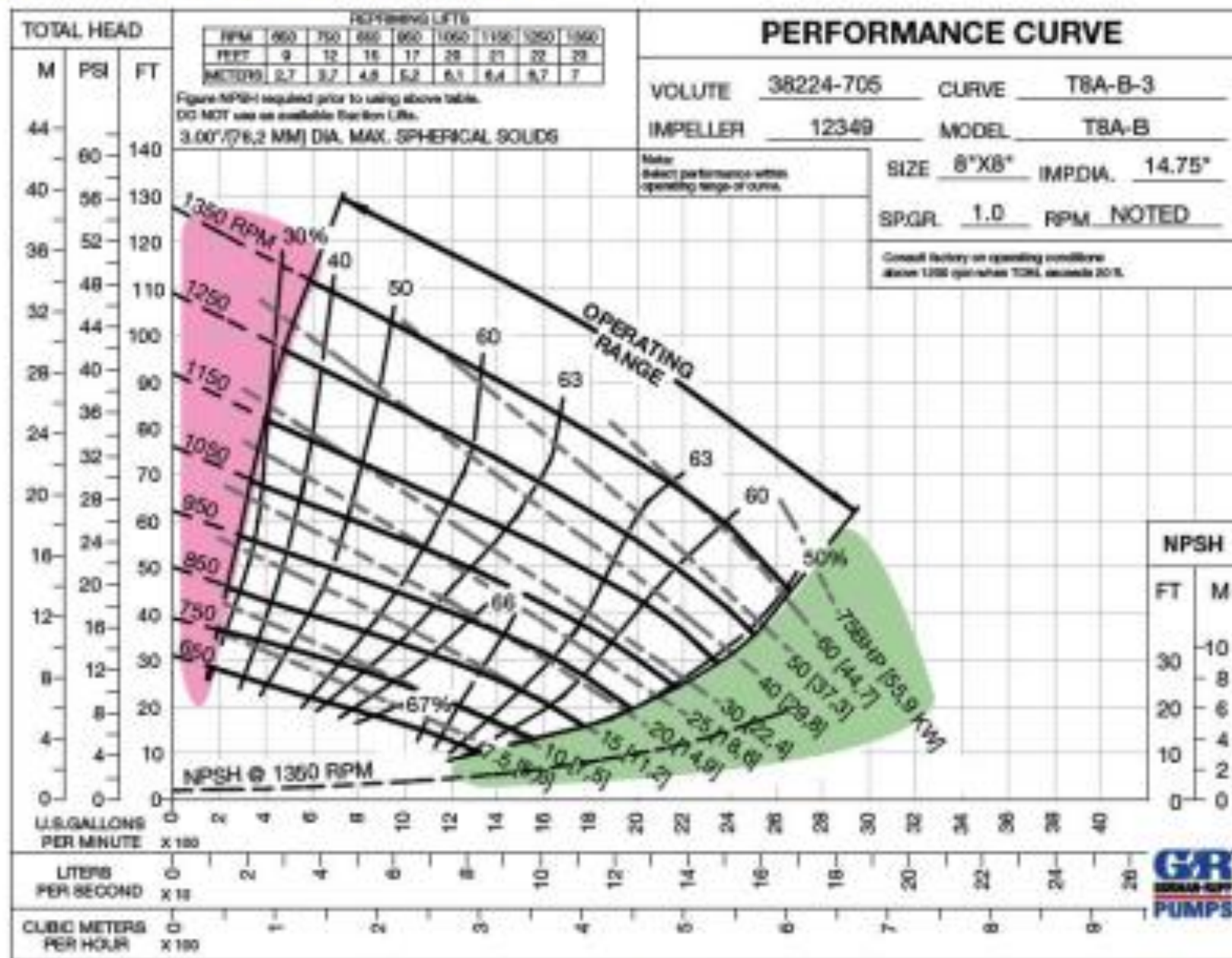
H_{vp} = Presión del vapor del líquido (m) a la temperatura de bombeo.

H_e = Pérdida de presión en la entrada (m); pérdida en la entrada del tubo de aspiración en sistemas abiertos.

$H_{v_{..}}$ = Pérdida de presión debida a la velocidad (altura dinámica) en la boca de aspiración de la bomba (m), $(V_{..})^2/2g$. Este término suele ser muy pequeño, como indica la siguiente tabla:

Velocidad m/seg	1	1,5	2	2,5
Altura dinámica, m	0,051	0,115	0,204	0,318
Velocidad m/seg	3	3,5	4	4,5
Altura dinámica, m	0,458	0,624	0,815	1,032

Es sencillo si se conoce la causa del problema.



CAVITACIÓN EN LA TAJAMAR DEL CUERPO

CAVITACIÓN EN EL CENTRO DEL RODETE

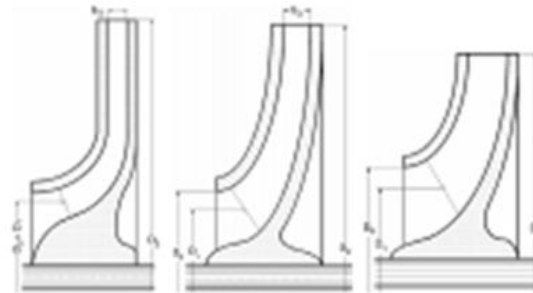


Fig. 3.2. Muestras de bombas centrifugas verticales tipo.

a) Lente $\alpha = 45^\circ \Rightarrow D_2/D_1 = 2,20, \beta$

b) Normal $\alpha = 60^\circ \Rightarrow D_2/D_1 = 1,80, \beta$

c) Rapida $\alpha = 75^\circ \Rightarrow D_2/D_1 = 1,30, \beta$



Fig. 3.3. Bomba helicocentrifuga.

$\alpha = 30^\circ \beta = 70^\circ \Rightarrow D_2/D_1 = 1,30, \beta$

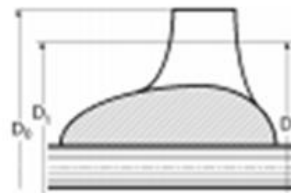


Fig. 3.4. Bomba helice.

$\alpha = 90^\circ \beta = 90^\circ \Rightarrow D_2/D_1 = 1$

¿PORQUÉ ES NECESARIO PROTEGER UNA BOMBA CENTRÍFUGA?

Como la mayoría de los equipos rotativos, todas las bombas centrífugas son diseñadas para funcionar dentro de un rango determinado. La Fig. 1 representa las curvas típicas de Altura-Caudal (H-Q) y Potencia-Caudal (P-Q) de cualquier bomba centrífuga.

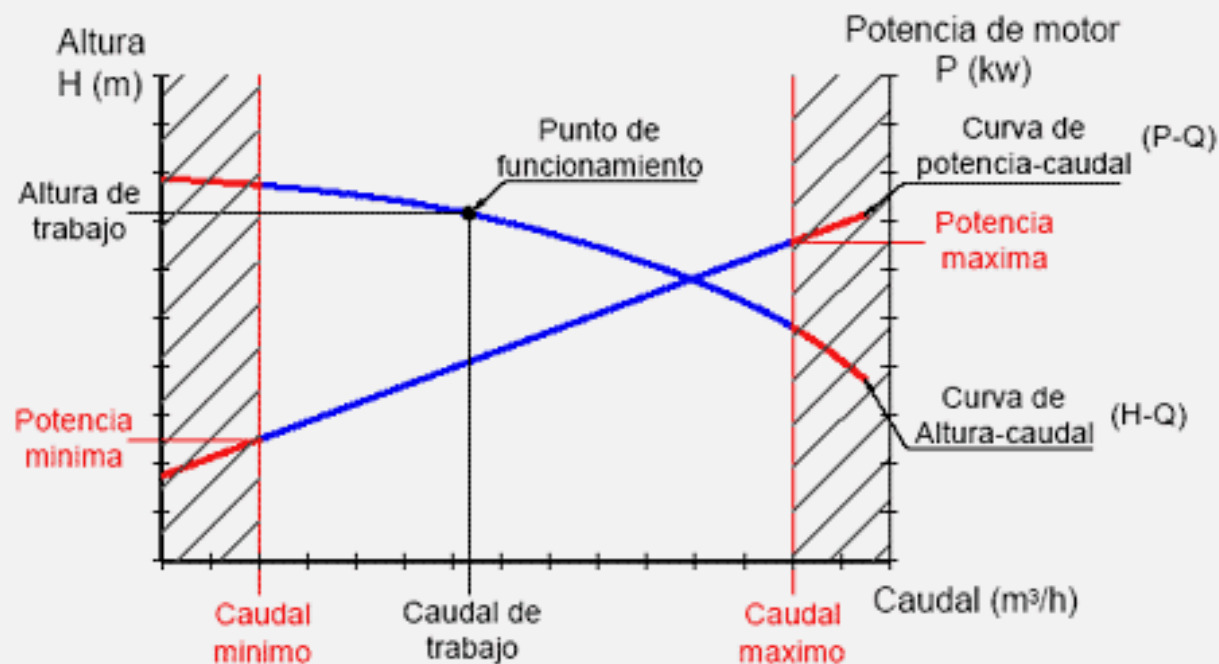


Fig. 1

A partir del Punto de Funcionamiento, el punto de trabajo puede moverse a "la derecha" aumentando el caudal y reduciendo la altura o hacia "la izquierda" disminuyendo el caudal y aumentando la altura hasta obtener caudal 0.00 y valor máximo de la altura. Este punto de trabajo se denomina de Válvula de Descarga Cerrada.

Los Caudales Mínimo y Máximo son valores de caudal que definen un rango de funcionamiento seguro. Dicho de otro modo, el Punto de Funcionamiento de la bomba debe ubicarse en algún punto de la curva H-Q entre el caudal Mínimo y el Máximo. Es lo que se denomina Rango de Funcionamiento Seguro.

Cuando la bomba funciona dentro del Rango de Funcionamiento Seguro se evitan los siguientes inconvenientes:

Caudal menor a caudal mínimo

- Funcionamiento en Seco (sin líquido en el interior de la bomba)
- Válvula de descarga Cerrada
- Válvula de Succión Cerrada
- Desacoplamiento
- Excesivos Empujes axiales y Radiales
- Caudal insuficiente para disipar calor generado
- Cavitación

Caudal mayor a caudal máximo

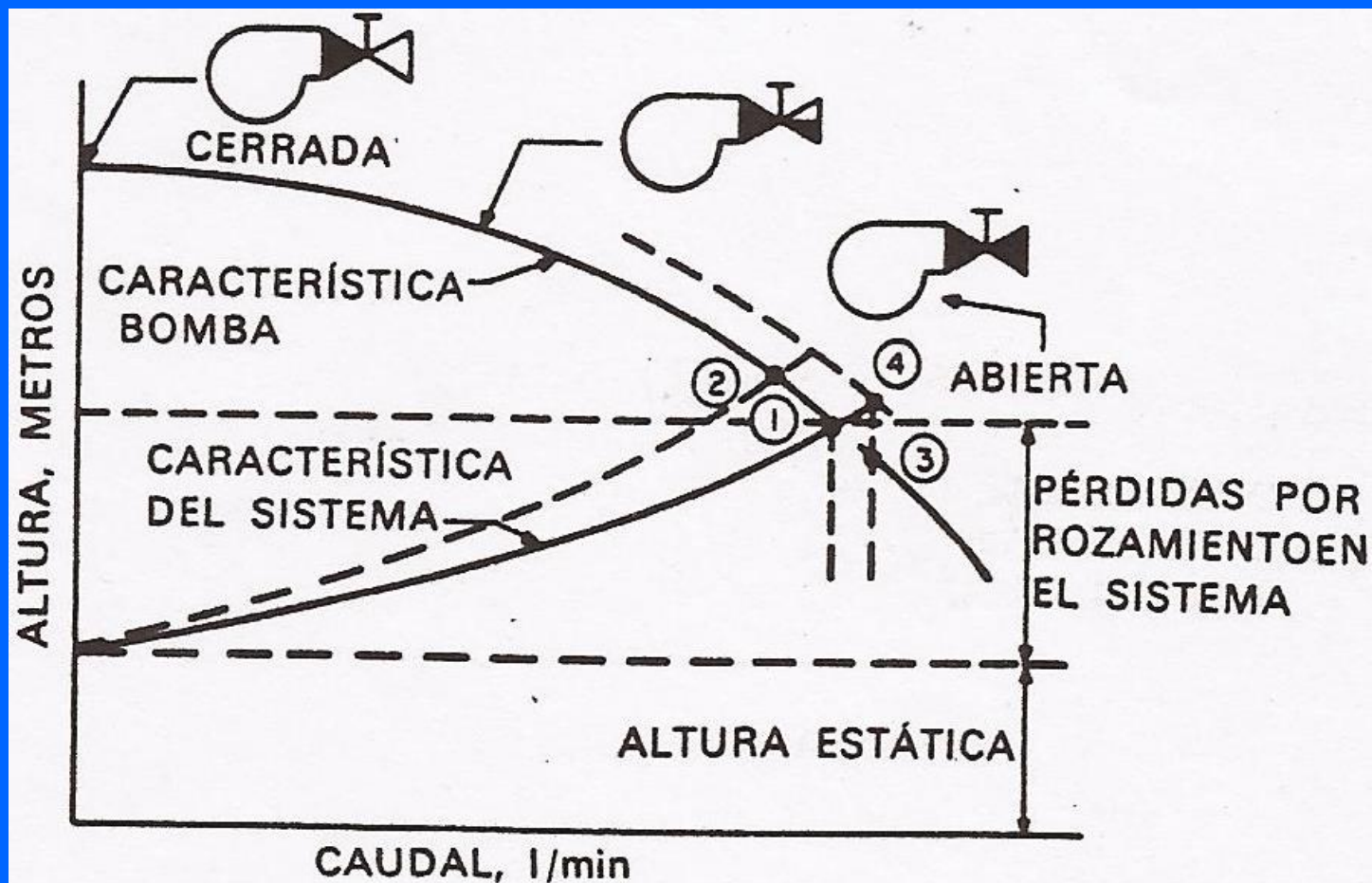
- Cavitación Severa
- Alimentación insuficiente
- Excesivos Empujes axiales y Radiales
- Variación en el fluido: aumento de Viscosidad o Densidad

Es muy común encontrar combinaciones de varios de estos elementos al trabajar fuera del rango seguro.

Proteger una bomba centrífuga es asegurarse de que funcione dentro del Rango de Funcionamiento Seguro.

El uso de convertidores de frecuencia en las distintas etapas de los procesos productivos aparece en la actualidad como un tema fuera de discusión. La posibilidad de adaptar el régimen de fabricación a la demanda, ajustando las prestaciones de las máquinas eléctricas a las necesidades de la cadena de producción, torna más eficiente al sistema completo y reduce los costos en un mundo cada vez más competitivo. Sin embargo este no es el único punto en el que los accionamientos de velocidad variable contribuyen decididamente a mejorar la performance de los procesos y las máquinas.

Para obtener un mayor caudal se deben reducir las pérdidas en el sistema, aumentar la velocidad de la bomba, o aumentar el diámetro del rodete



g. 17. Intersección características de la bomba y del sistema