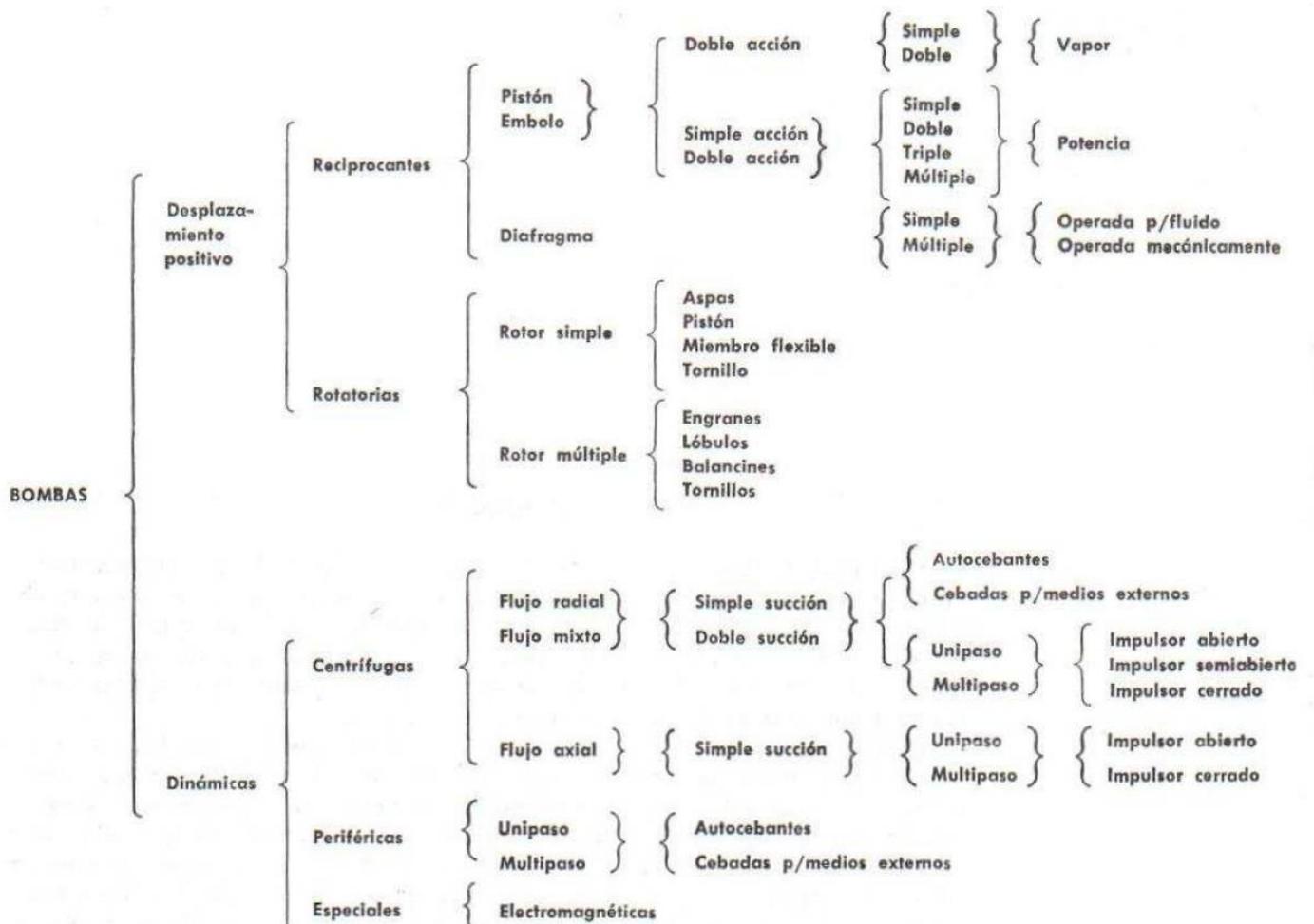


HIDRÁULICA DE INSTALACIONES DE BOMBEO

CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS



TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS OPERADORAS PARA LÍQUIDOS: BOMBAS



CAMPOS DE APLICACIÓN

- Abastecimiento de agua potable
 - - Viviendas y edificios
 - - Acueductos
 - - Plantas de potabilización (en todos los procesos) y desalinización
- Tratamiento de aguas residuales
 - - Cloacales e Industriales
- Abastecimientos de agua para riego
- Sistemas de bombeo contra incendio
- Sistemas de control de temperatura (refrigeración/calefacción)
- Control de inundaciones
- Bombeo de pozos Profundos
- Bombeo para achique (construcciones)
- Uso Industrial

CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS ROTODINÁMICAS SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL FLUJO

Existe una gran cantidad de clasificaciones para las bombas hidráulicas rotodinámicas. La más popular es la que las clasifica en función de la dirección del fluido en el rodete:

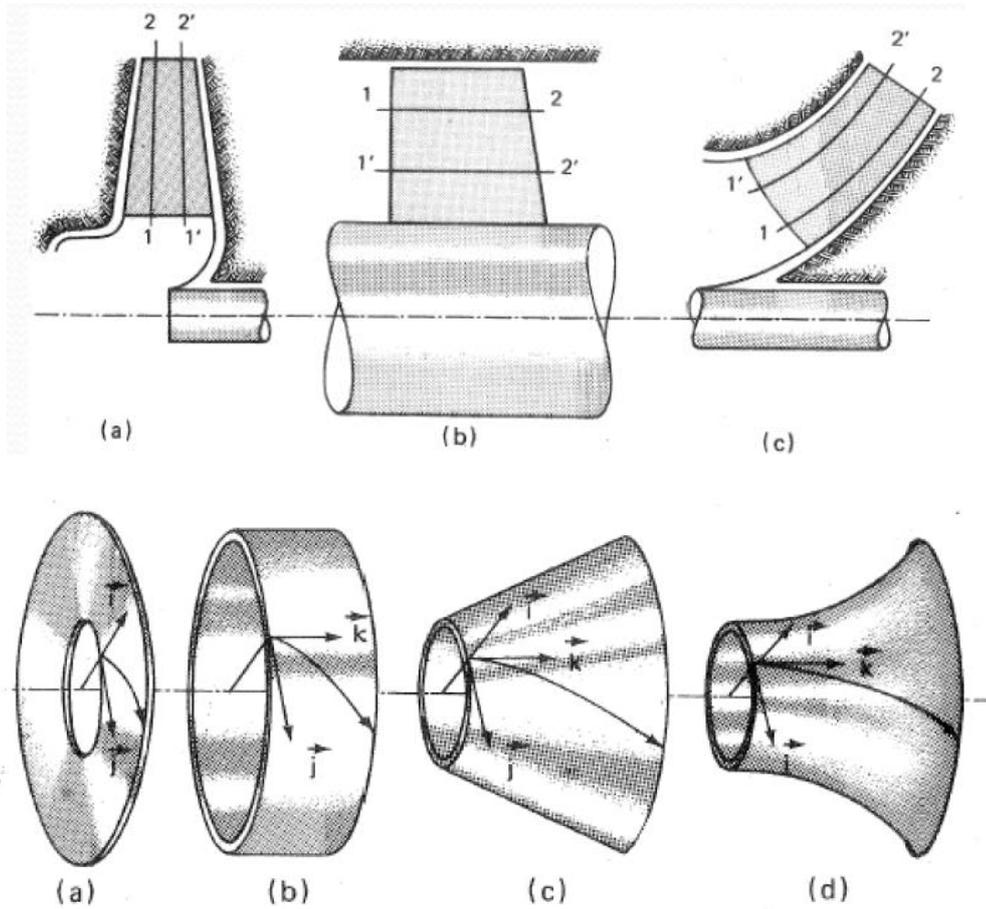
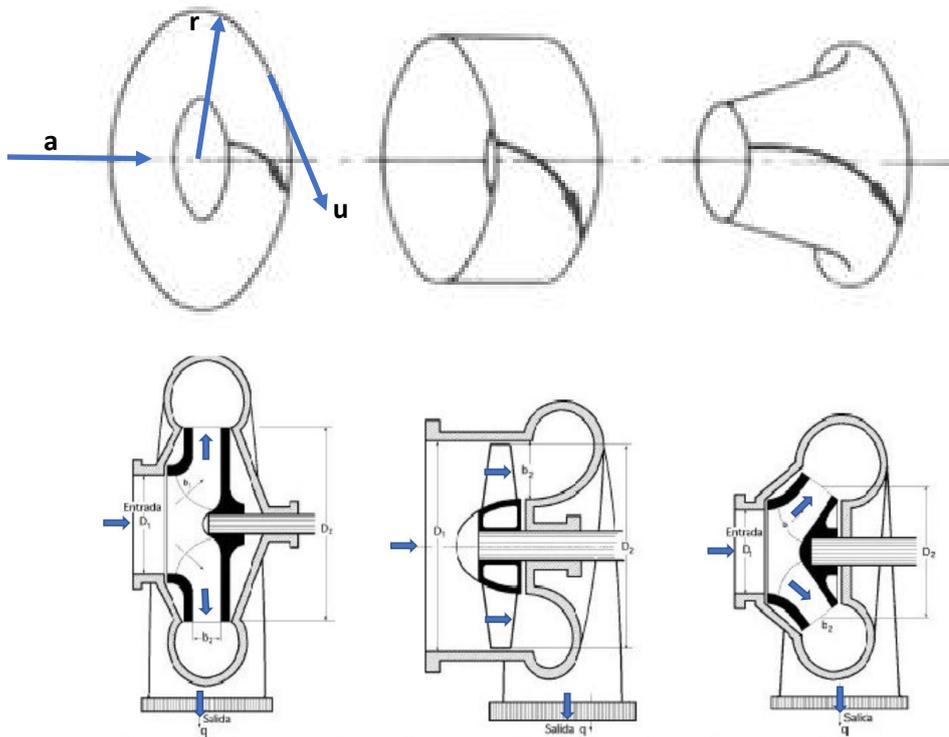


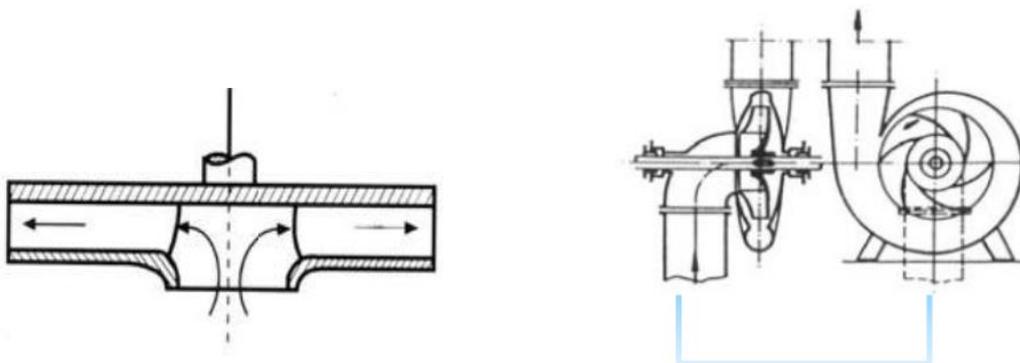
Fig. 1-4. –Superficie de corriente; a) de una TM radial; b) de una TM axial; c) de una TM diagonal cónica; d) de una TM diagonal.



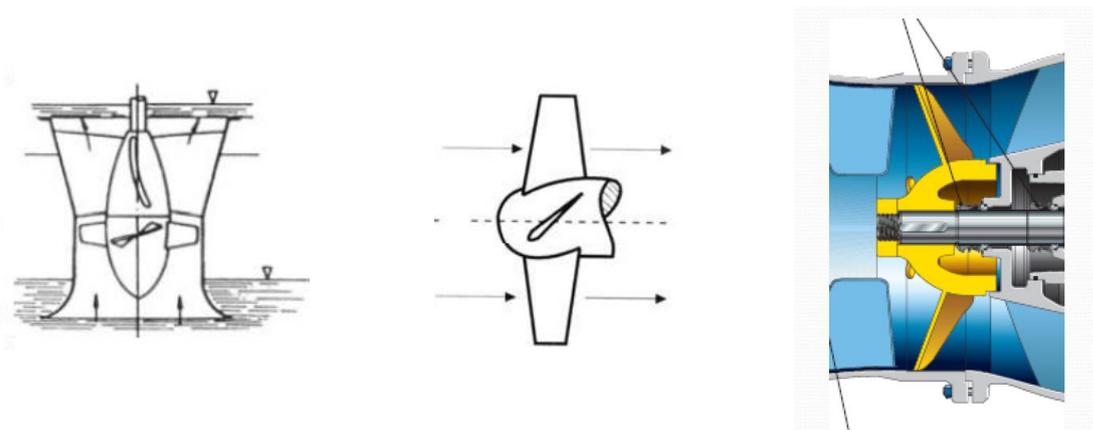
En cualquier punto de la trayectoria de una partícula se pueden dibujar tres ejes: r , u , a , dirigidos según el radio, la tangente y el eje de la máquina:

- En la máquina radial la velocidad en ningún punto (del rodete) tiene componente axial (según el eje a); solo tiene dos componentes: tangencial y radial.
- En la máquina axial la velocidad en ningún punto tiene componente radial (según el eje r); sólo tiene dos componentes: axial y periférica. En las máquinas axiales $u_1 = u_2$. El efecto de la fuerza centrífuga es nula. *Una bomba axial no es una bomba centrífuga.*
- En la máquina radio-axial la velocidad tiene las tres componentes según los tres ejes.
- En ninguna máquina falta la componente periférica, c_u , cuya variación a su paso por la máquina, según la ecuación de Euler, es esencial en la transmisión de la energía.

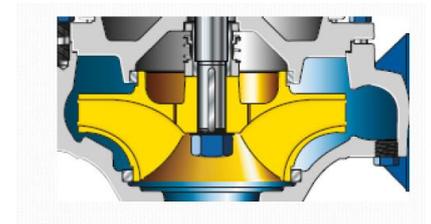
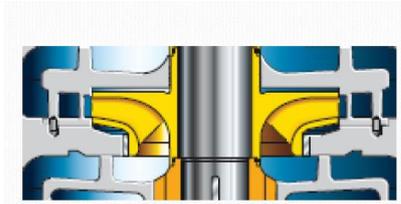
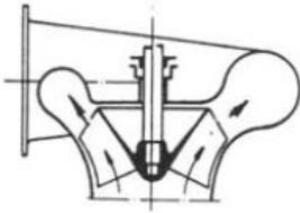
- RADIAL o CENTRÍFUGA: Toda partícula de fluido recorre una trayectoria situada en un plano normal al eje de giro.



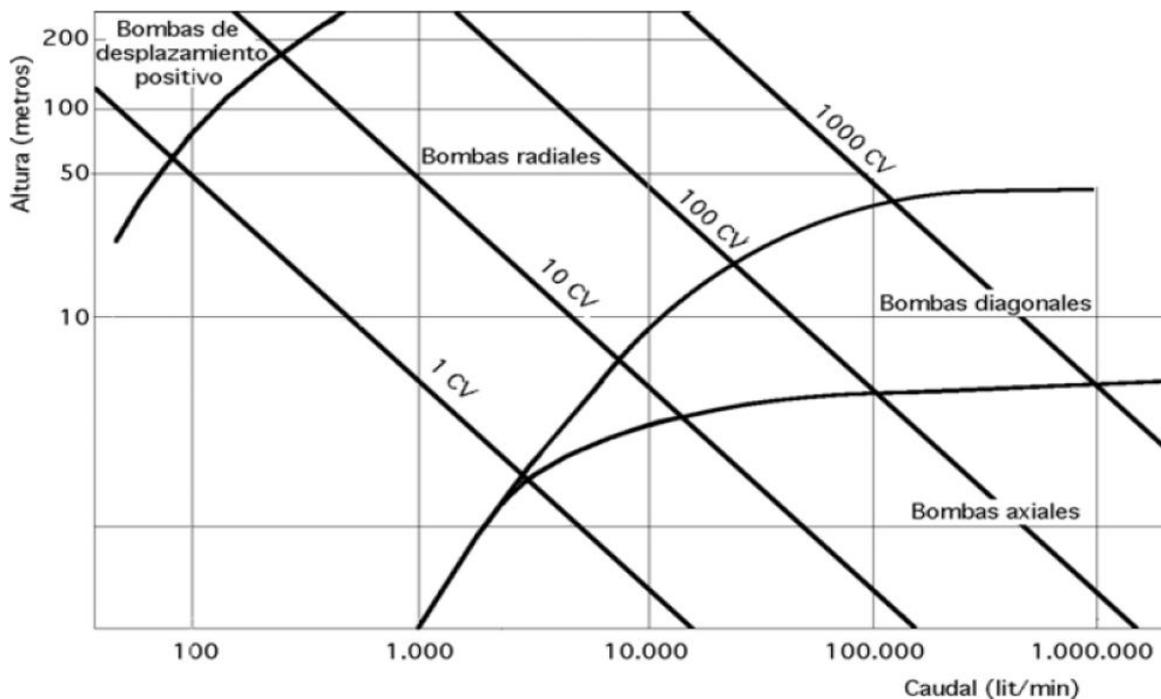
- AXIAL: Las partículas recorren trayectorias situadas en superficies cilíndricas coaxiales al eje de giro.



- **RADIOAXIAL O DE FLUJO MIXTO:** Las partículas recorren trayectorias situadas sobre superficies cónicas o de revolución no desarrollables.

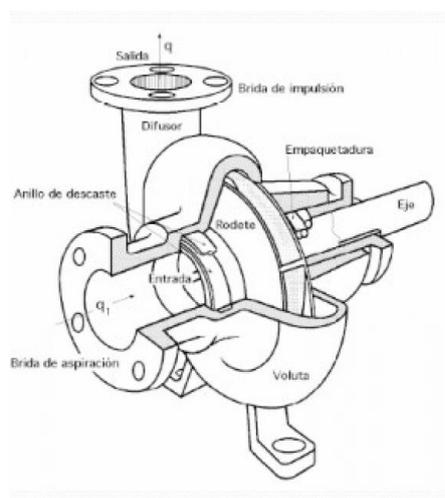


CAMPO DE PRESTACIÓN



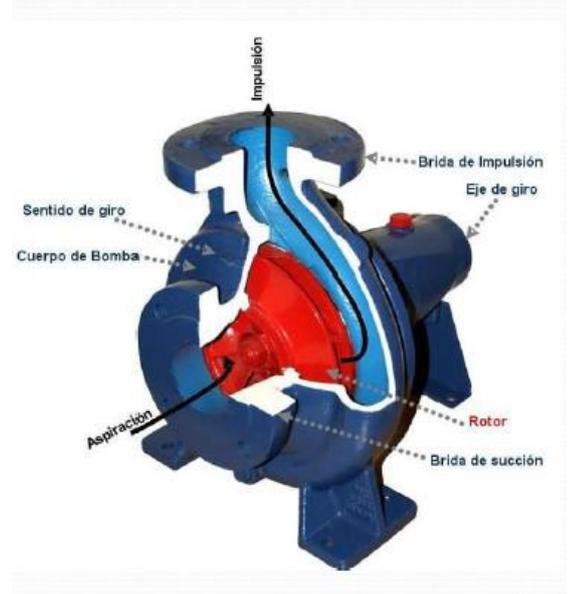
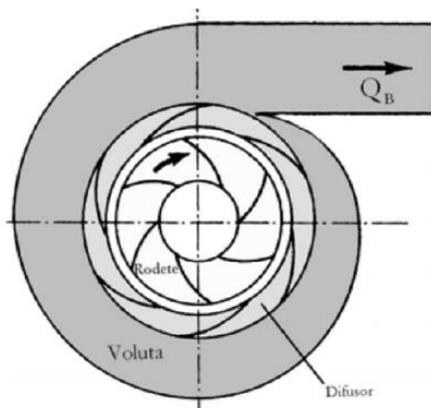
COMPONENTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS Y DE FLUJO MIXTO

- 1 - Brida de succión
- 2 - Rodete
 - a) alabes
 - b) discos
- 3 - Difusor (no siempre presente)
 - a) Difusor con alabes fijos
 - b) Difusor sin alabes
- 4 - Cámara Espiral (Voluta)
- 5 - Brida de impulsión
- 6- Componentes mecánicos:
 - a) Eje y acoplamientos
 - b) Cojinetes (rodamientos)
 - c) Sellos
 - d) Discos de desgaste



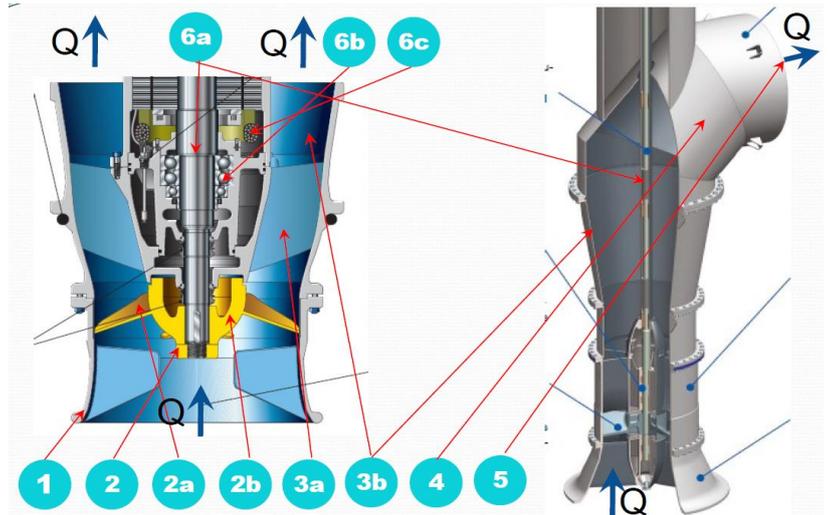
COMPONENTES DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

- RODETE
- DIFUSOR
- VOLUTA O CÁMARA ESPIRAL



COMPONENTES DE BOMBAS AXIALES

- 1 – Aspiración (Boca o campana de succión)
- 2 – Rodete
 - a) alabes
 - b) cubo
- 3 - Difusor
 - a) Difusor con alabes fijos
 - b) Difusor sin alabes
- 4 - Codo
- 5 - Brida de impulsión
- 6- Componentes mecánicos:
 - a) Eje y acoplamientos
 - b) Cojinetes (rodamientos)
 - c) Sellos



OTROS TIPOS DE CLASIFICACIÓN DE BOMBAS

- Según el tipo de eje
 - Monoblock (eje único)
 - Eje libre
- Según la posición del eje
 - Horizontales
 - Verticales
- Según la cantidad de rodets
 - Monocelulares
 - Multicelulares o multietapa
- Según la posición del motor (respecto del agua)
 - Sumergible
 - Seco (no sumergible)

- Según disposición de la carcasa de la bomba
 - Cámara seca
 - Cámara húmeda
- Según disposición constructiva de la carcasa
 - Cuerpo único
 - Cámara partida
- Según la configuración del rodete
 - Abierto
 - Semi-abierto
 - Cerrado

SEGÚN TIPO DE EJE



Monoblock

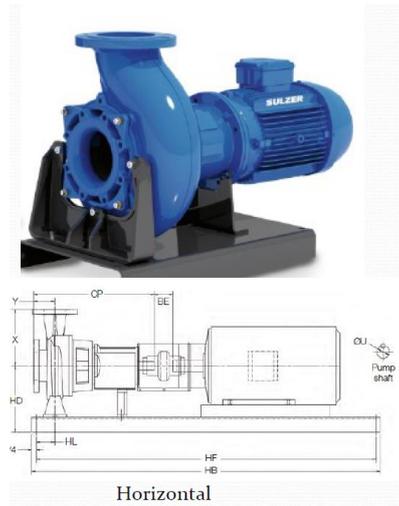


Eje Libre

SEGÚN LA POSICIÓN DEL EJE

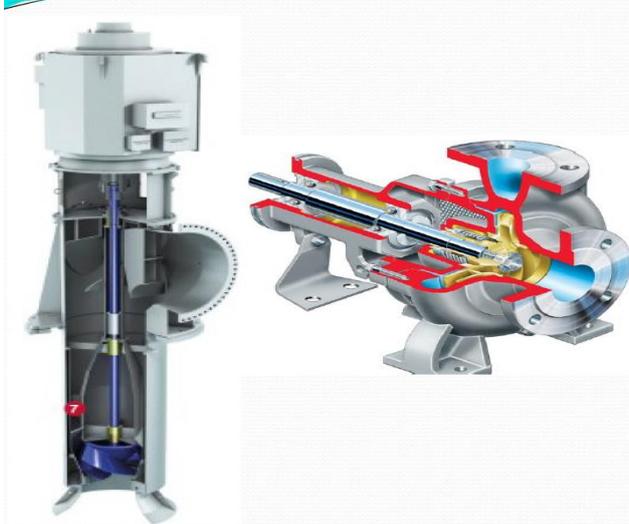


Vertical



Horizontal

SEGÚN LA CANTIDAD DE RODETES



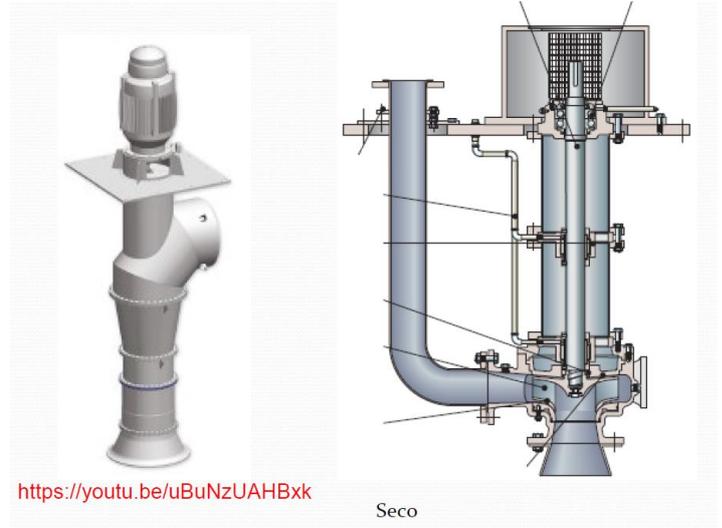
Monocelular



<https://youtu.be/Gr5fDHBgLqM>

Multi-etapa

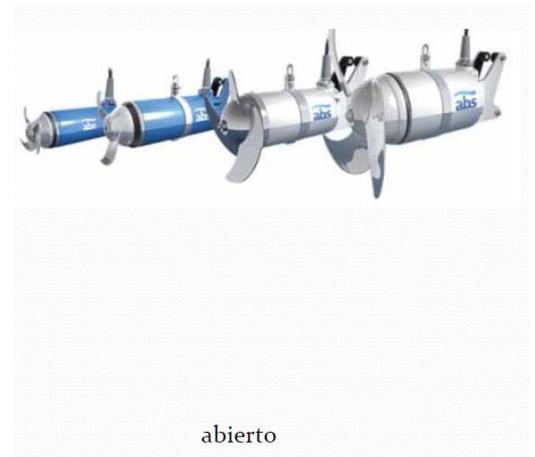
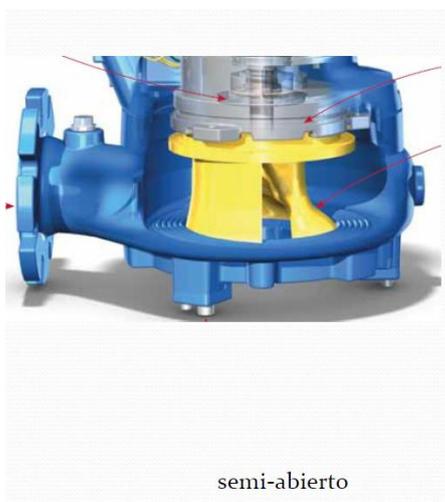
SEGÚN LA POSICIÓN DEL MOTOR



SEGÚN DISPOSICIÓN CONSTRUCTIVA CARCASA

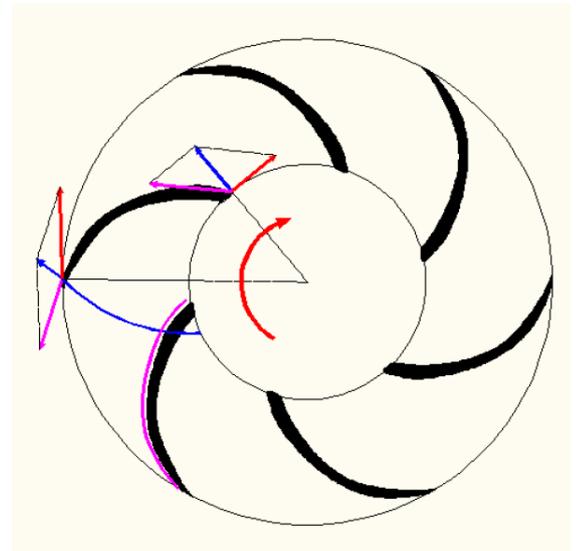
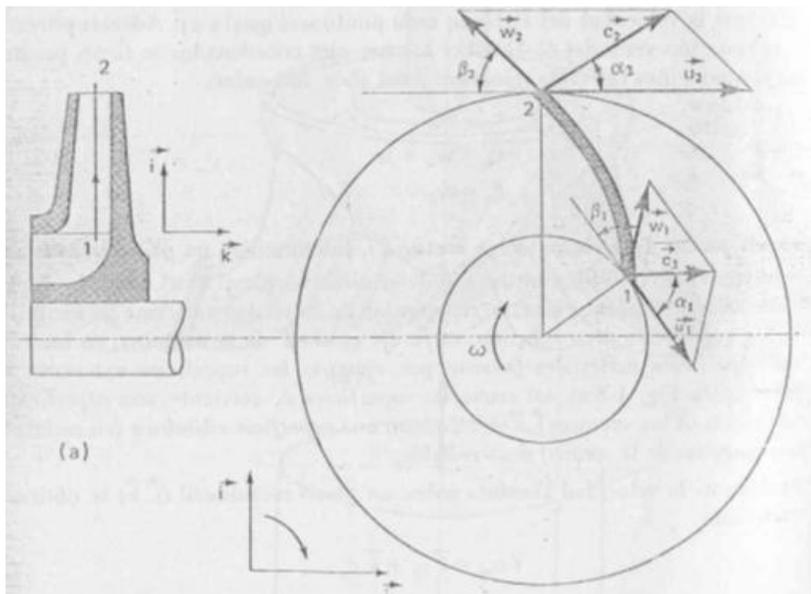


SEGÚN LA CONFIGURACIÓN DEL RODETE



PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

- La transferencia o intercambio de energía mecánica entre fluido y la TMH se da en el rodete
- En el resto de los órganos componentes hay transporte y transformación de un tipo de energía en otra dentro del fluido.



Rodete de una Bomba. Izquierda Sección Axial, Derecha Sección Transversal.

Trayectoria Absoluta (azul) y Relativa (violeta)

PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \tag{18-12}$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades m, SI)

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \tag{18-14}$$

(Signo +: máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas; signo -: máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades: m, SI)

ECUACION DE EULER DE LAS BOMBAS

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

ALTURA DINAMICA DEL RODETE

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$$

(Signo + : turbinas; signo - : bombas)

GRADO DE REACCION TEORICO

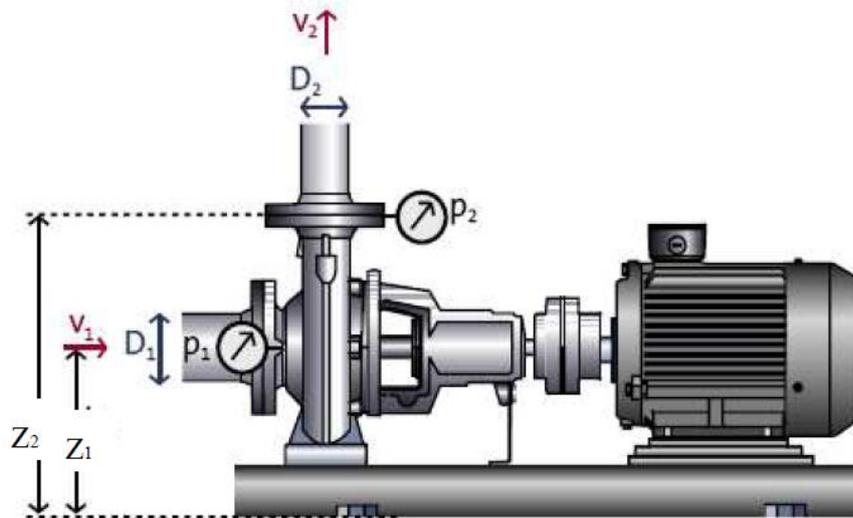
$$\sigma = \frac{H_p}{H_u}$$

Altura útil o altura efectiva H que da la bomba es la altura que imparte el rodete o la altura teórica, H_u , menos las pérdidas en el interior de la bomba, H_{r-int} :

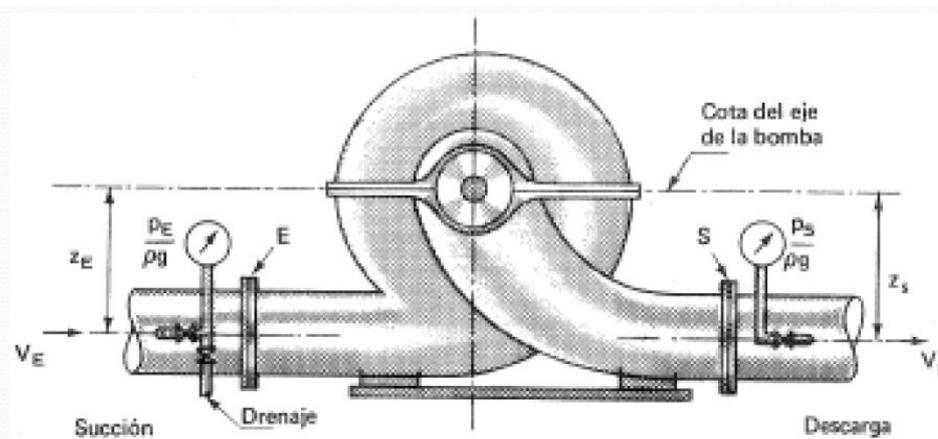
$$H = H_u - H_{r-int} \quad (2) \quad (19-4)$$

PRIMERA EXPRESION DE LA ALTURA UTIL

$$H = \frac{p_S - p_E}{\rho g} + z_S - z_E + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g}$$



$$Hu = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1)$$



$$Hu = Hb = Es - EE \text{ (Diferencia de Energía total)}$$

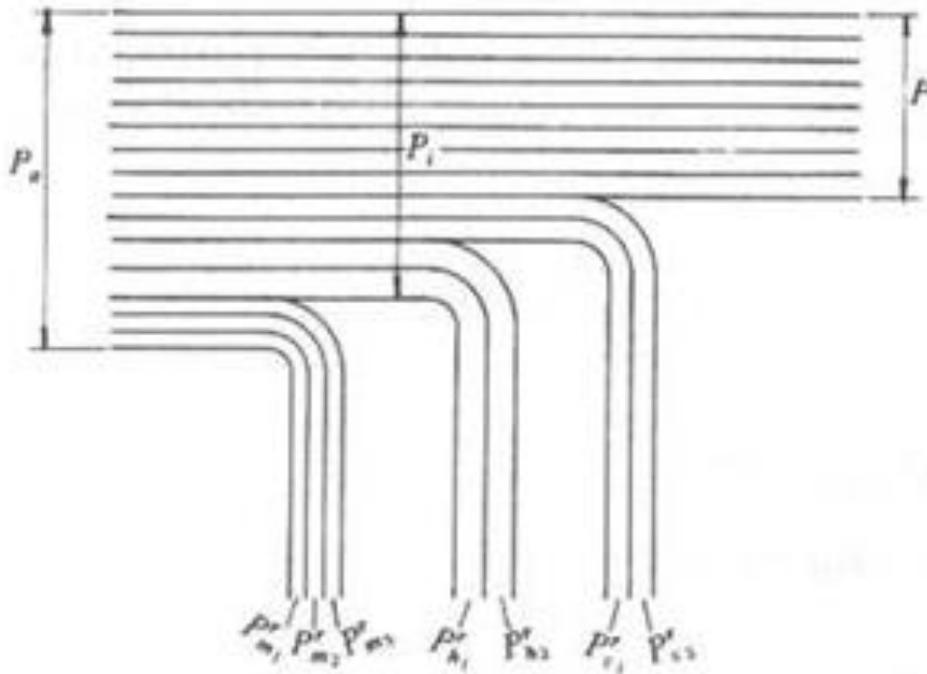
$$Hb = (Zs + Ps/\gamma + Us^2/2g) - (ZE + PE/\gamma + UE^2/2g) = \Delta z + \Delta P/\gamma + \Delta ec$$

$$Phid = \gamma Hb Q \quad Pm = T \omega \quad \eta h = Phid / Pm \quad \eta_{tot} = Phid / Pelec$$

$$H = \frac{p_S - p_E}{\rho g} = M_S + M_E$$

$$\left(\frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} \approx 0; z_S - z_E \approx 0, \text{ bomba en aspiración} \right)$$

RENDIMIENTOS DE LAS BOMBAS



P_a — *potencia de accionamiento* = potencia absorbida = potencia al freno = potencia en el eje. Los cuatro nombres se utilizan en la práctica. Así, en un grupo moto-bomba (motor eléctrico-bomba) P_a no es la potencia absorbida de la red, sino la potencia libre en el eje (potencia absorbida de la red multiplicada por el rendimiento del motor eléctrico).

P_i — *potencia interna*: potencia suministrada al rodete, igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.

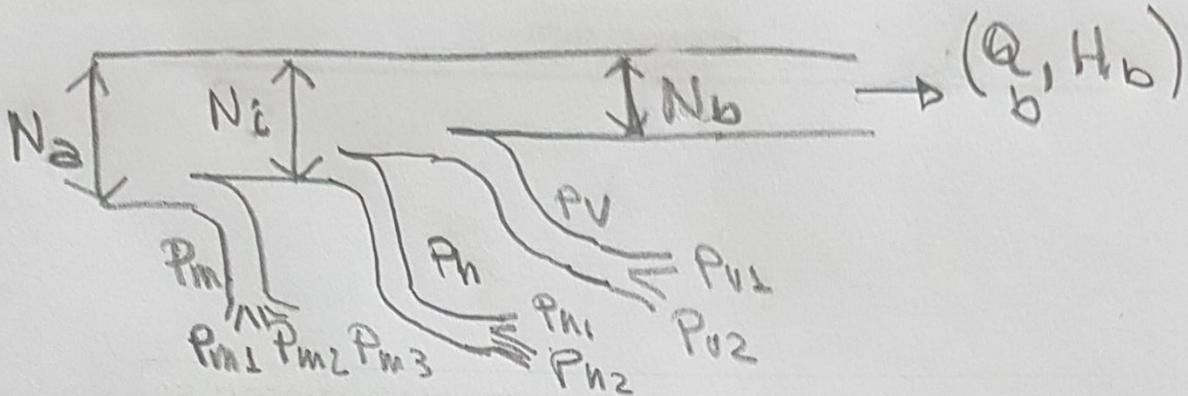
P — *potencia útil*: incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

En el mismo gráfico se representan además los equivalentes en potencia de las pérdidas siguientes:

P_h^r — *pérdidas hidráulicas*: P_{h1}^r — pérdidas por rozamiento de superficie; P_{h2}^r — pérdidas por rozamiento de forma.

P_v^r — *pérdidas volumétricas*: P_{v1}^r — pérdidas por caudal al exterior; P_{v2}^r — pérdidas por cortocircuito.

P_m^r — *pérdidas mecánicas*: P_{m1}^r — pérdidas por rozamiento en el prensaestopas; P_{m2}^r — pérdidas por rozamiento en los cojinetes y accionamiento de auxiliares; P_{m3}^r — pérdidas por rozamiento de disco.



$$N_2 = M \omega = M \frac{2\pi M}{60}$$

$$N_i = N_2 - P_m$$

$$N_b = \gamma Q_b H_b \quad H_b = H_E - H_{\text{rist}}$$

$$N_i = \gamma (Q_b + q_e + q_i) (H + H_{\text{rist}})$$

$$N_i = \gamma (Q_b + q_e + q_i) H_E = \gamma \frac{Q_b}{\eta_v} \frac{H_b}{\eta_h}$$

$$\eta_h = \frac{H_b}{H_E}$$

$$\eta_v = \frac{Q_b}{Q_b + q_e + q_i}$$

$$\eta_i = \frac{N_b}{N_i}$$

$$\eta_i = \frac{\gamma Q_b H_b}{\gamma (Q_b + q_e + q_i) H_E} = \eta_v \eta_h$$

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_2} = \eta_t = \frac{N_b}{N_2} = \frac{\gamma Q_b H_b}{N_2} \eta_m$$

$$\eta_t = \frac{\gamma Q_b H_b}{\gamma (Q_b + q_e + q_i) H_E} \cdot \eta_m = \boxed{\eta_v \eta_h \eta_m = \eta_t}$$

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS Y DE LA INSTALACIÓN

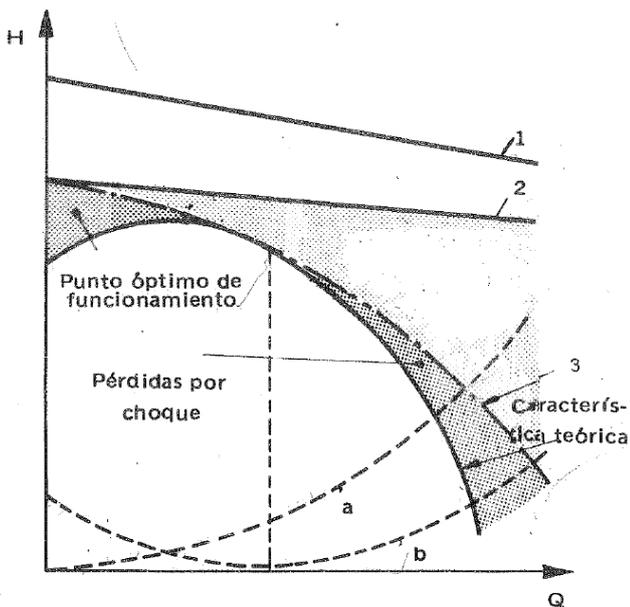
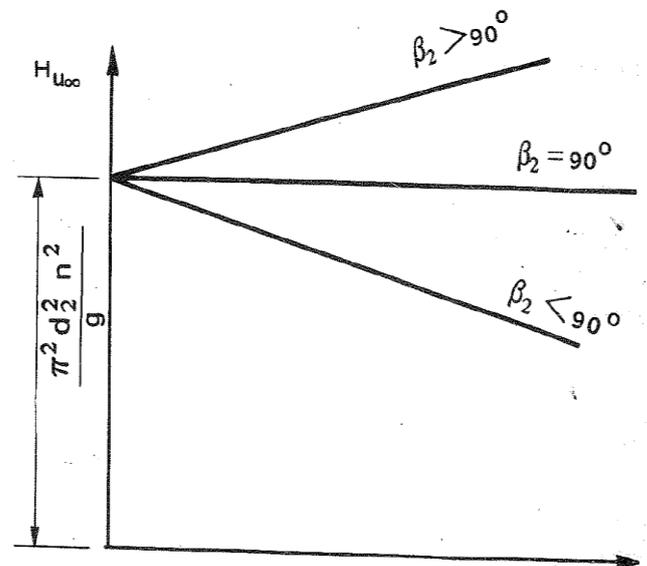
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS

Para la instalación de bombas rotodinámicas es necesario realizar un detallado análisis de las variables en juego, tanto las de la bomba como las del sistema.

La curva característica más importante de una bomba es la que indica la energía por unidad de peso o "salto" H (Kg m/Kg) entregado por la misma al líquido bombeado.

La forma habitual de graficar el salto es en función del caudal impulsado. Esta es, entonces, la curva $H-Q$ de la bomba.

$$H_b = f(Q^2)$$



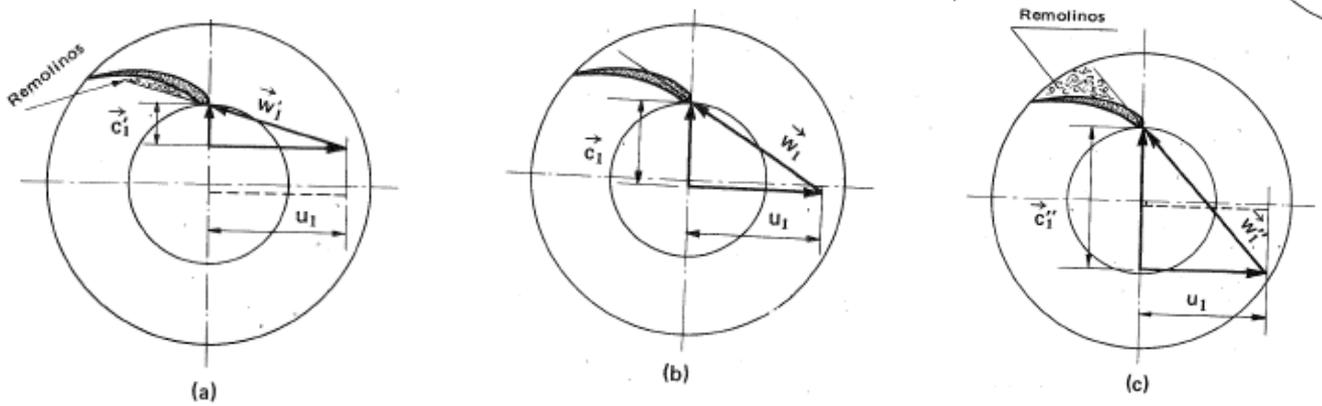


Fig. 18-28. – Variación del triángulo de velocidades de entrada de una B centrífuga: a) flujo menor que el nominal; b) flujo nominal; c) flujo mayor que el nominal. En los ensayos a y c hay choque y desprendimiento de la corriente.

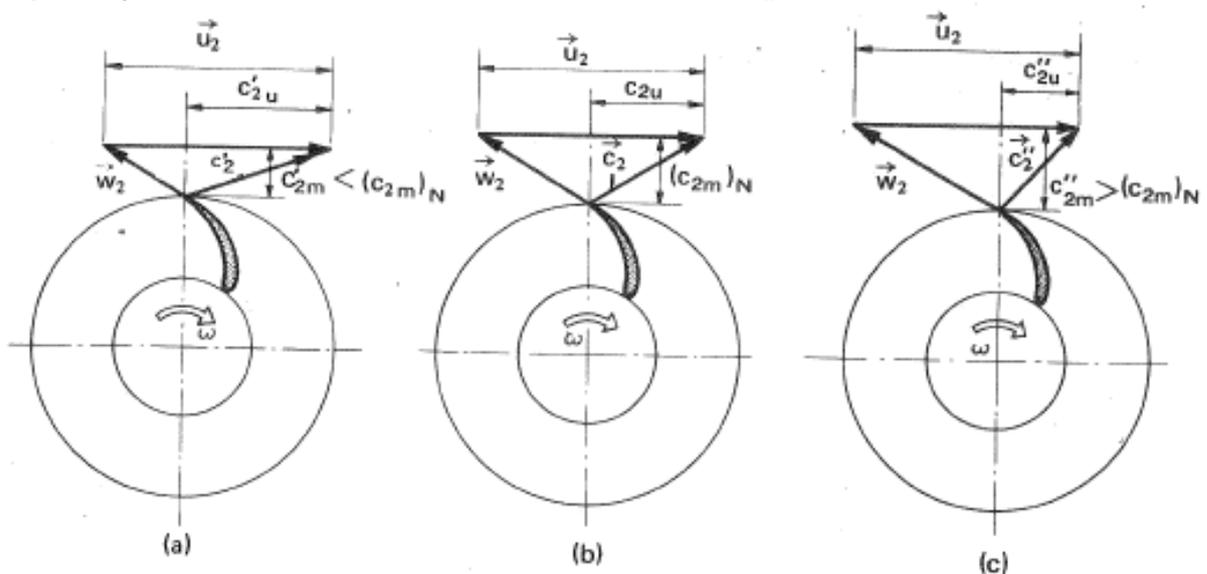
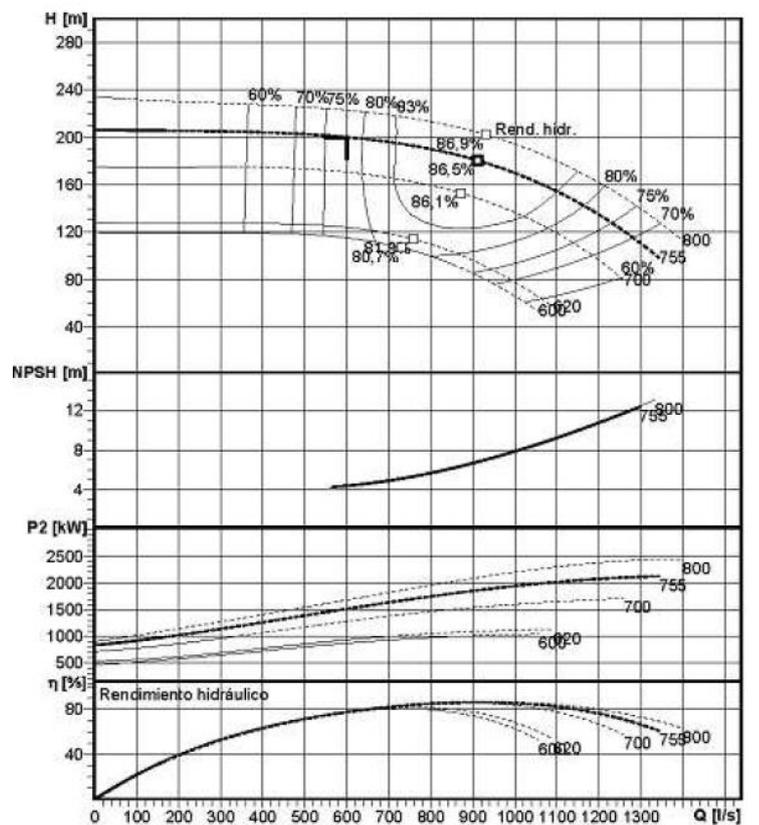
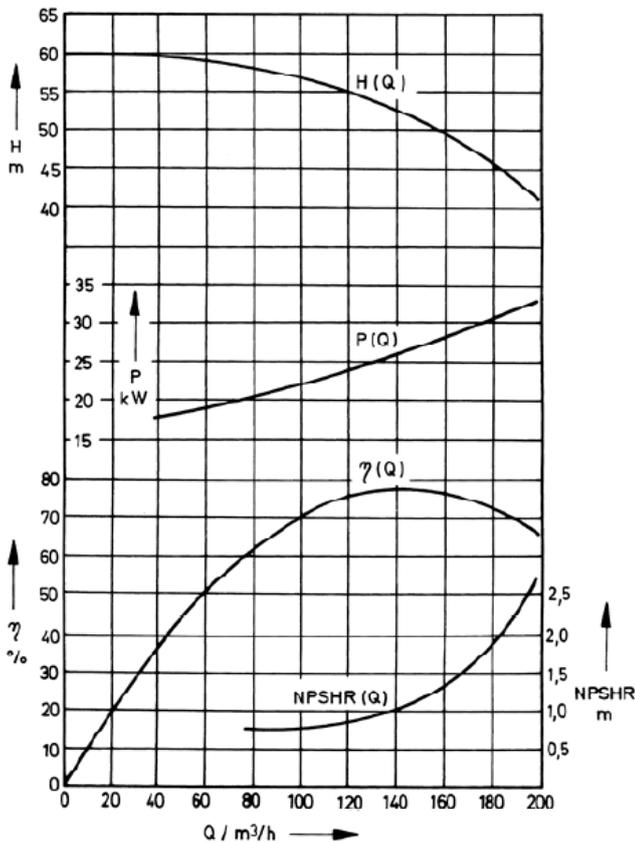
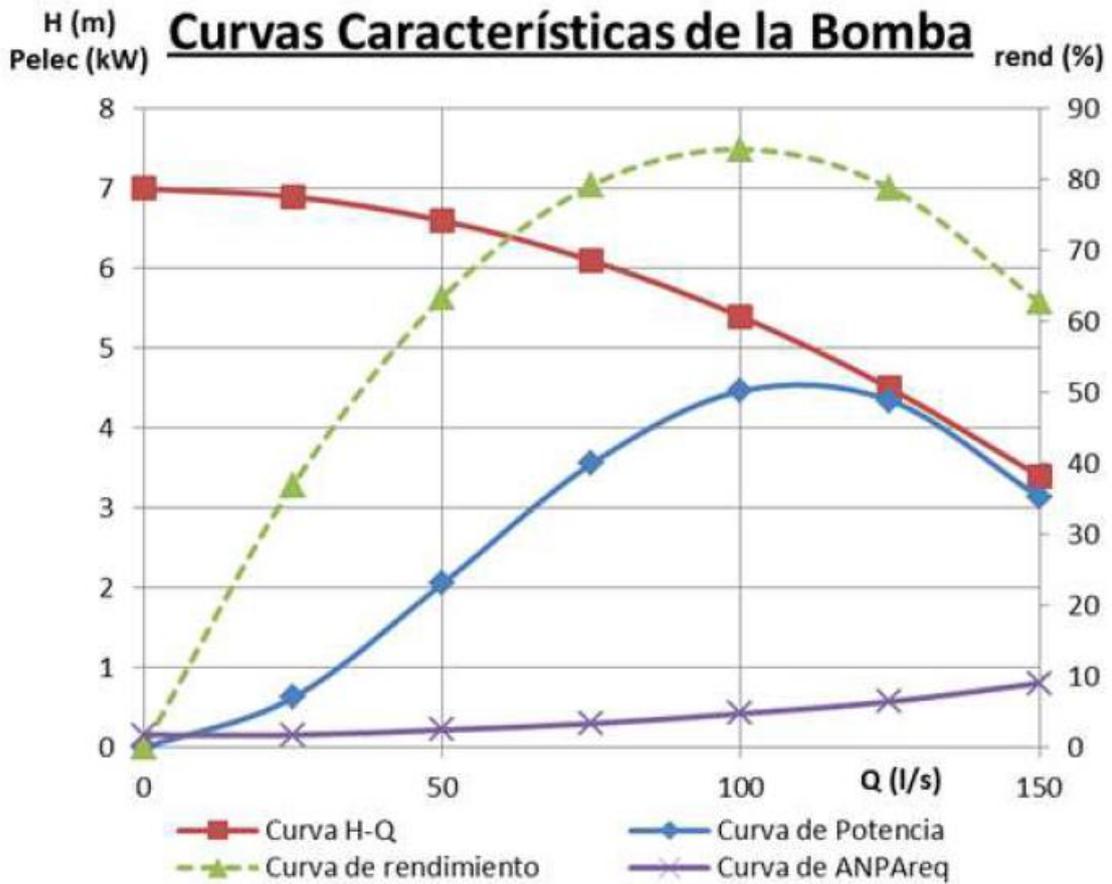
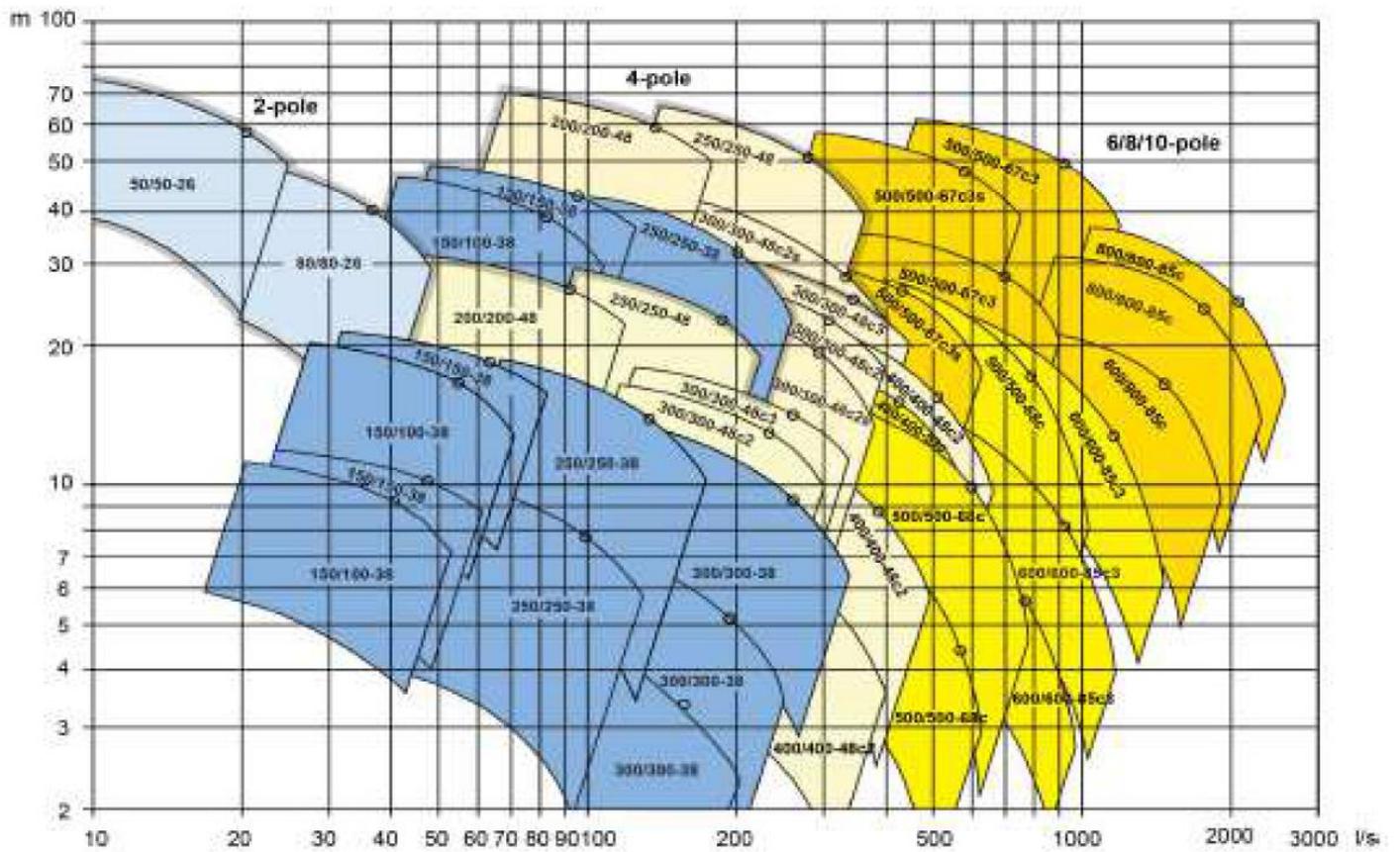


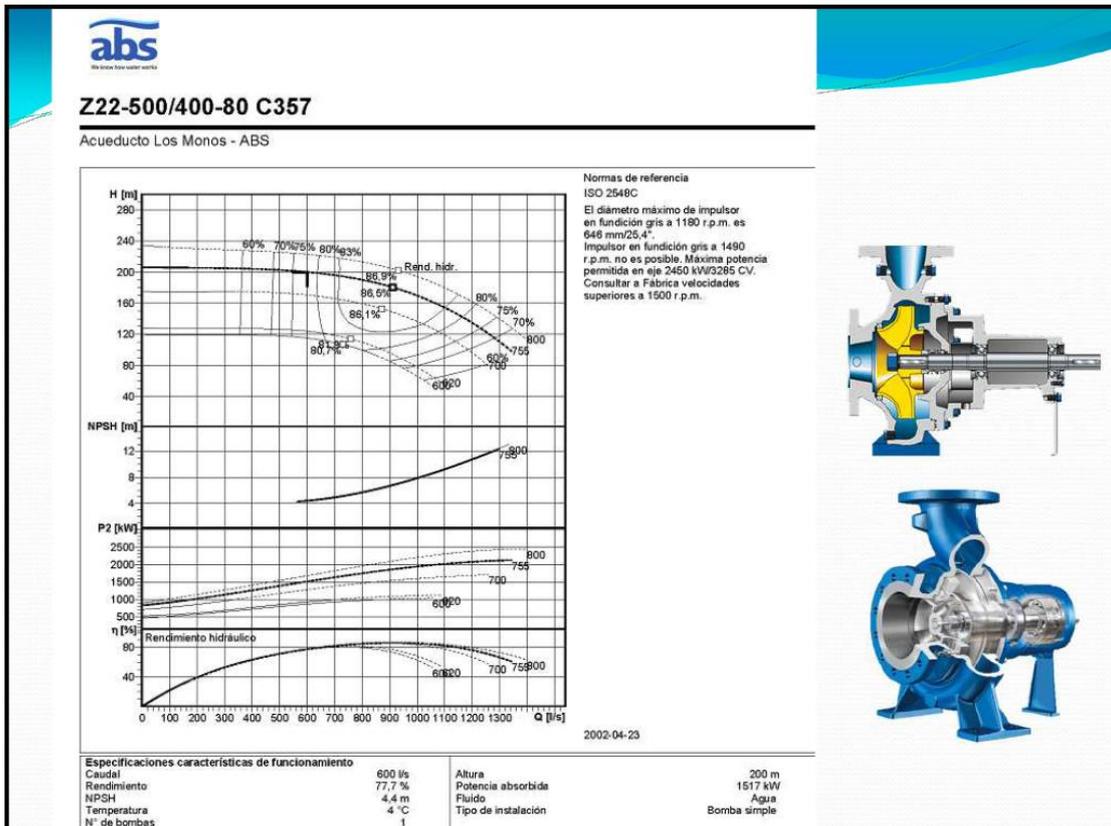
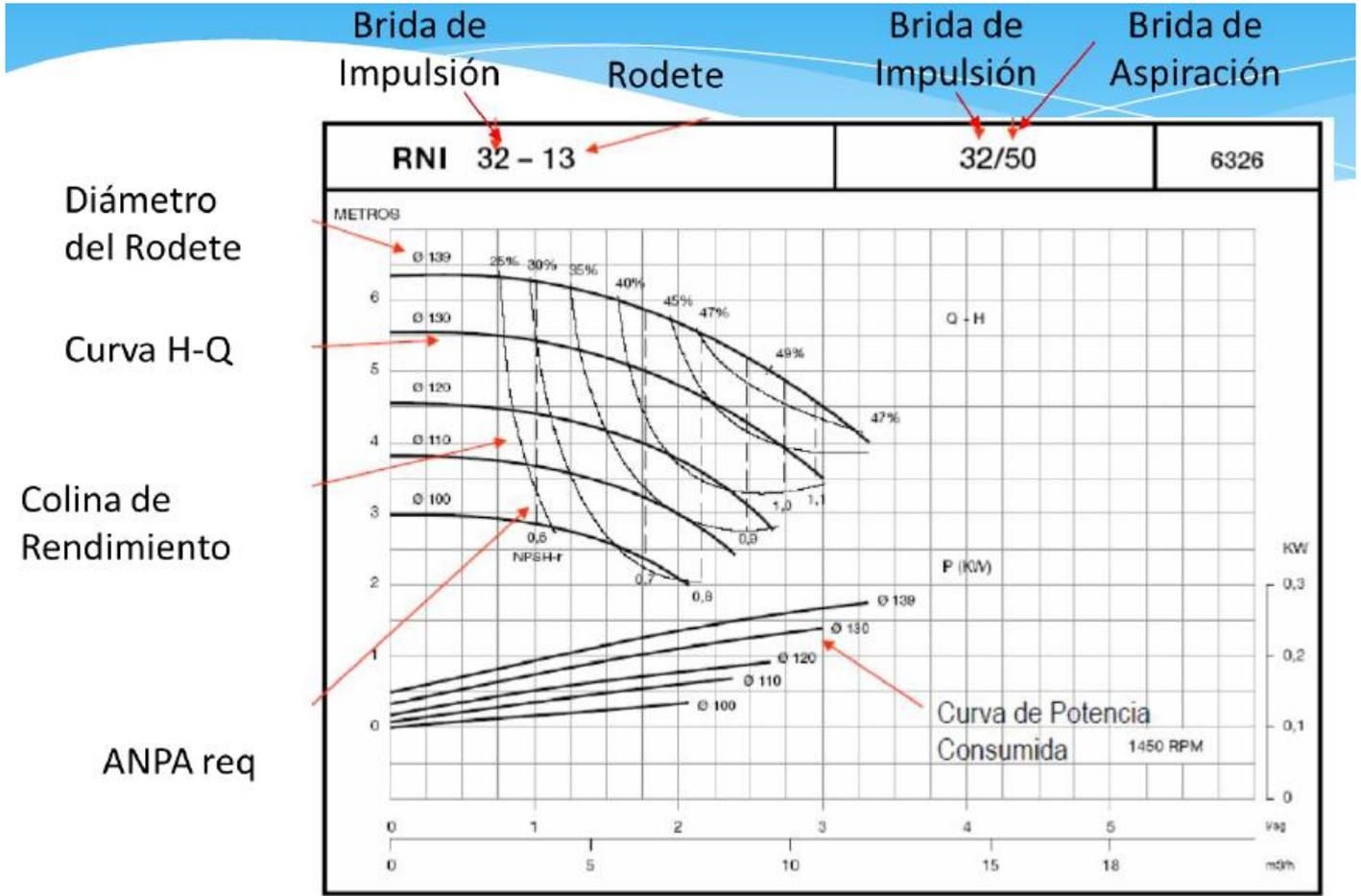
Fig. 18-27. – Variación del triángulo de velocidades de salida de una B centrífuga al disminuir o aumentar el flujo: a) flujo menor que el nominal; b) flujo nominal; c) flujo mayor que el nominal.

Las demás curvas características son: la **potencia consumida** por la bomba para entregar la energía **H** al fluido, el **rendimiento** h de esta transferencia de energía y la curva llamada de **ANPA** requerido de la bomba – referida a la cavitación.

Todas estas variables normalmente son representadas gráficamente o presentadas en tablas en función del caudal.







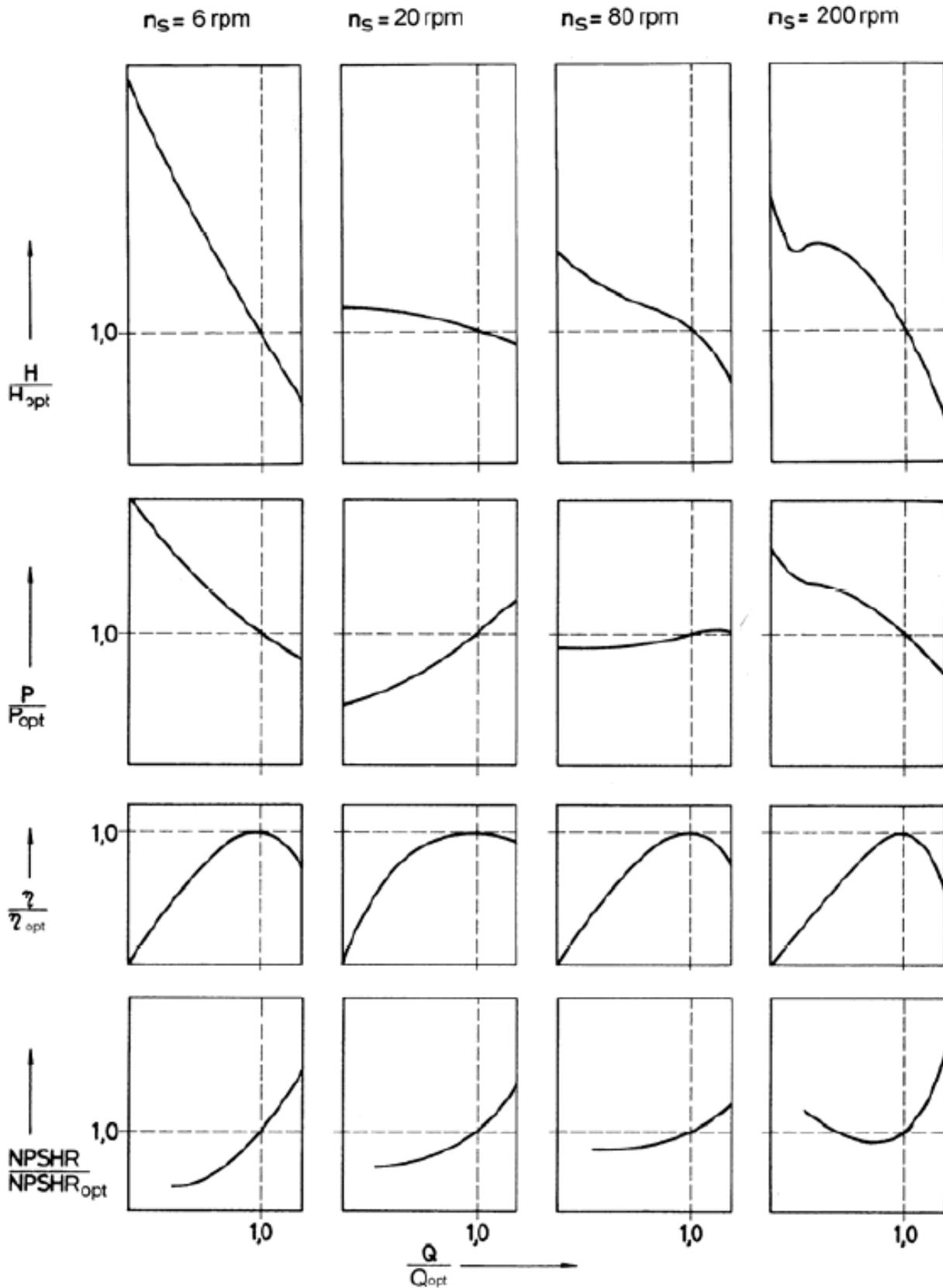
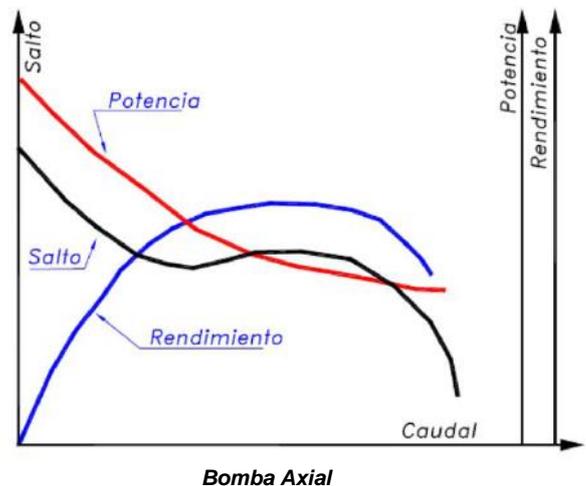
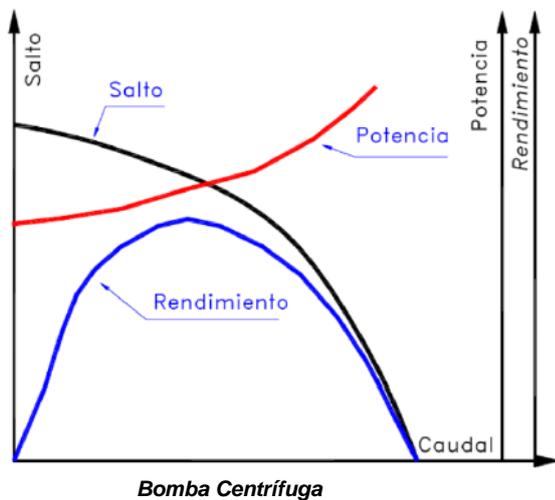
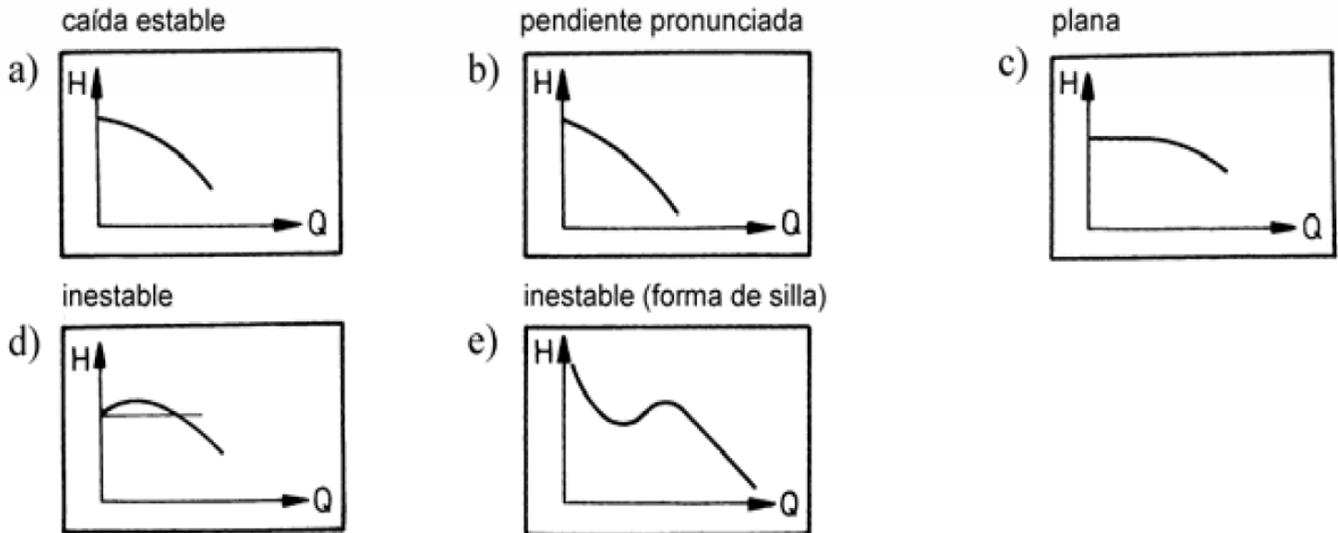


Fig. 2.02 Influencia de la velocidad específica n_s en la forma de las curvas características de la bomba. (Curvas mostradas en términos relativos)



Las figuras muestran las curvas características altura-caudal, potencia-caudal y rendimiento - caudal correspondientes a una bomba centrífuga y otra axial con número de revoluciones constantes.

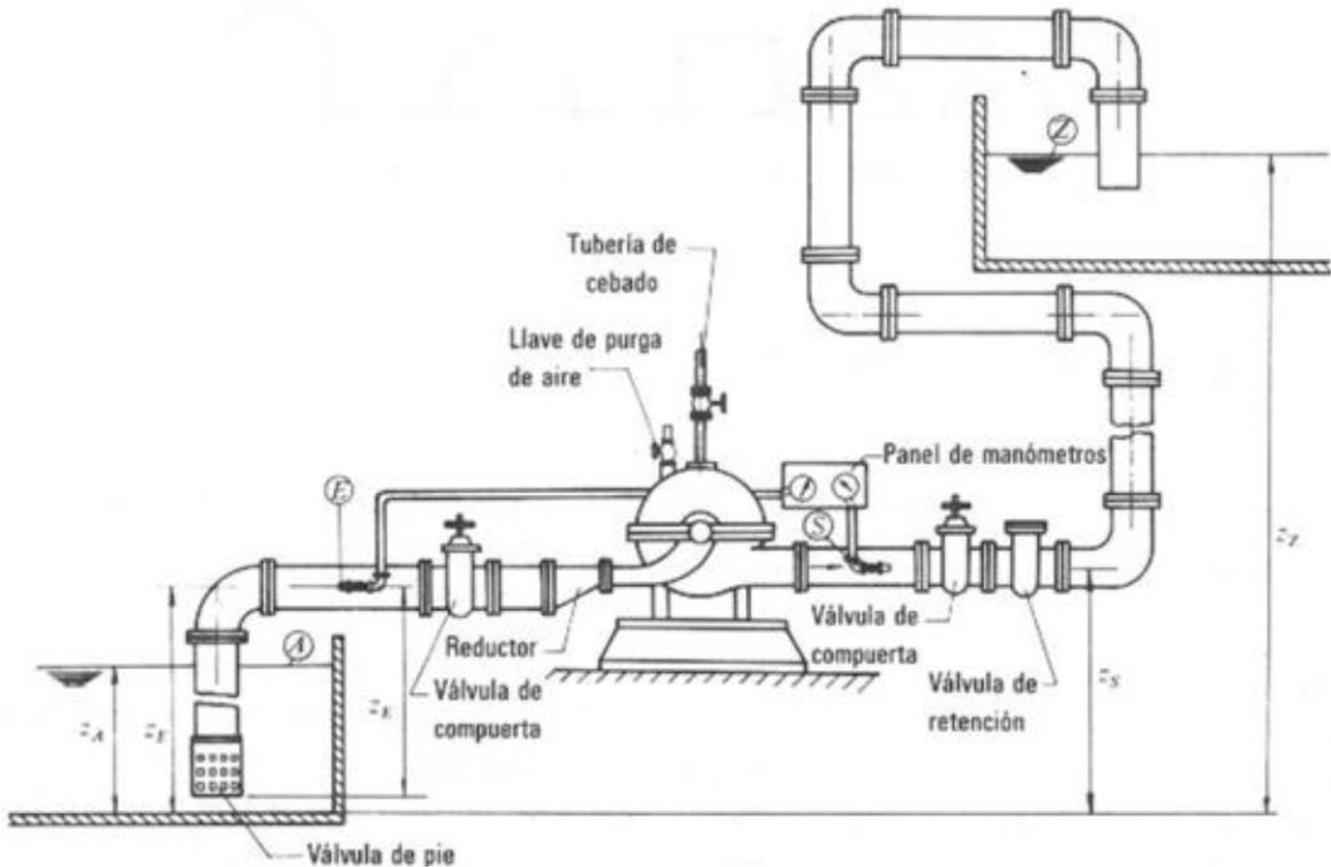
Estas curvas dependen del tipo de bomba, del tamaño de la misma y de las condiciones de succión. Generalmente el salto disminuye y el rendimiento crece hasta un valor máximo, para luego decrecer, con el aumento del caudal.

Observar que la **potencia mínima** corresponde a **caudal nulo**, caso típico de las **bombas centrífugas**.

En las **bombas axiales** se da el caso inverso: **potencia máxima a caudal nulo**.

Para **bombas de flujo mixto**, la curva de potencia cubre un rango intermedio entre las anteriores,

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA INSTALACIÓN ALTURAS TOPOGRÁFICA, DE PÉRDIDAS, TOTAL Y DE ASPIRACIÓN



SEGUNDA EXPRESION DE LA ALTURA UTIL

$$H = \frac{p_z - p_A}{\rho g} + z_z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_t^2}{2g}$$

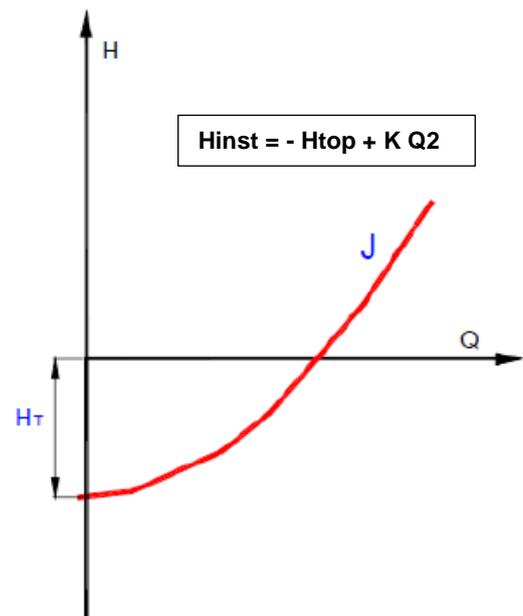
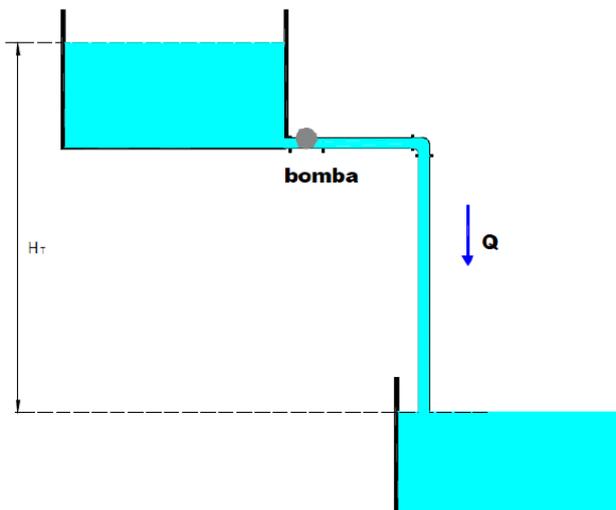
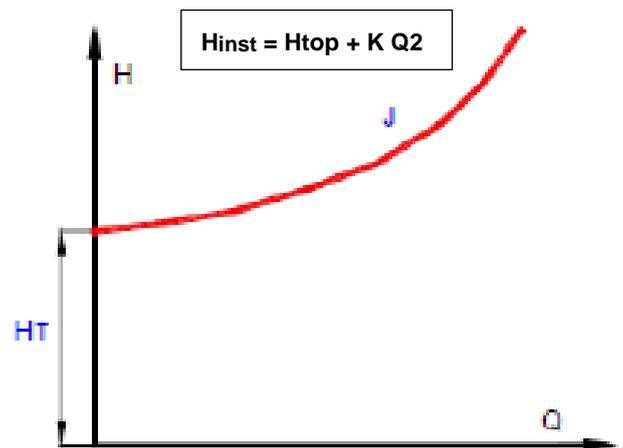
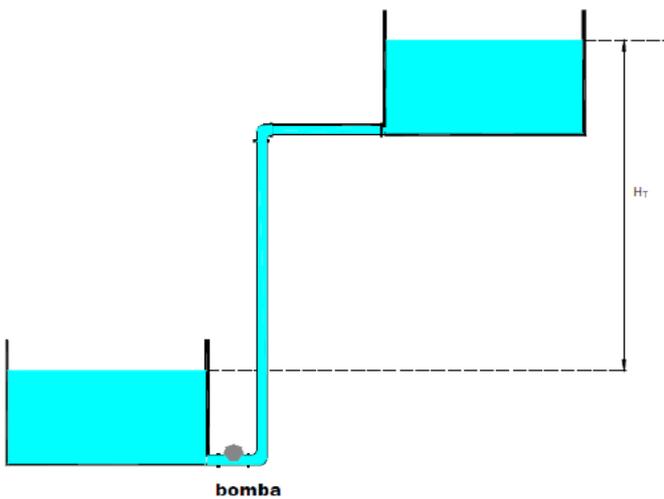
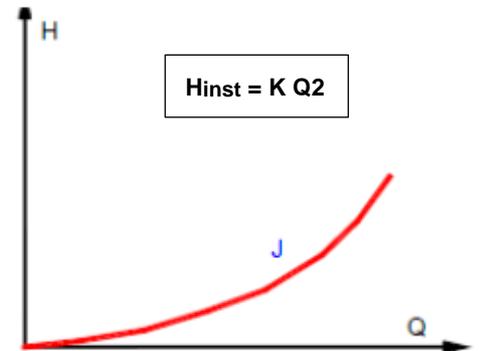
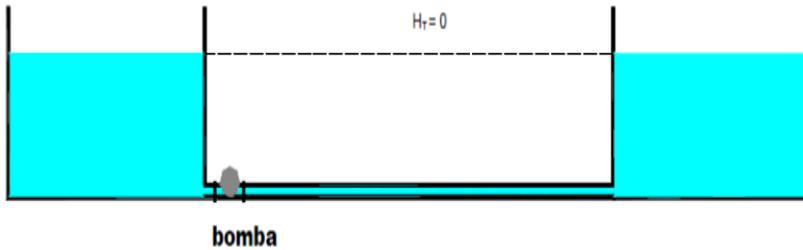
La **curva de pérdidas de carga de una instalación** indica la **energía por unidad de peso disipada por fricción y forma**, para un rango de valores de caudal en esa instalación.

Para la solución de los problemas relacionados con sistemas de bombeo, es conveniente representar esta curva cuya forma es aproximadamente cuadrática para tener una apreciación del rango en el que opera la bomba.

Se destaca que cuando se analiza el sistema se deben considerar *todas las pérdidas de carga del sistema*, tanto las del lado de succión de la bomba, como las del lado de impulsión (tener en cuenta para cavitación)

No se tiene en cuenta en el sistema el tramo de la bomba comprendido desde la brida de entrada a la brida de salida de la misma porque esto está incluido en el rendimiento de la bomba.

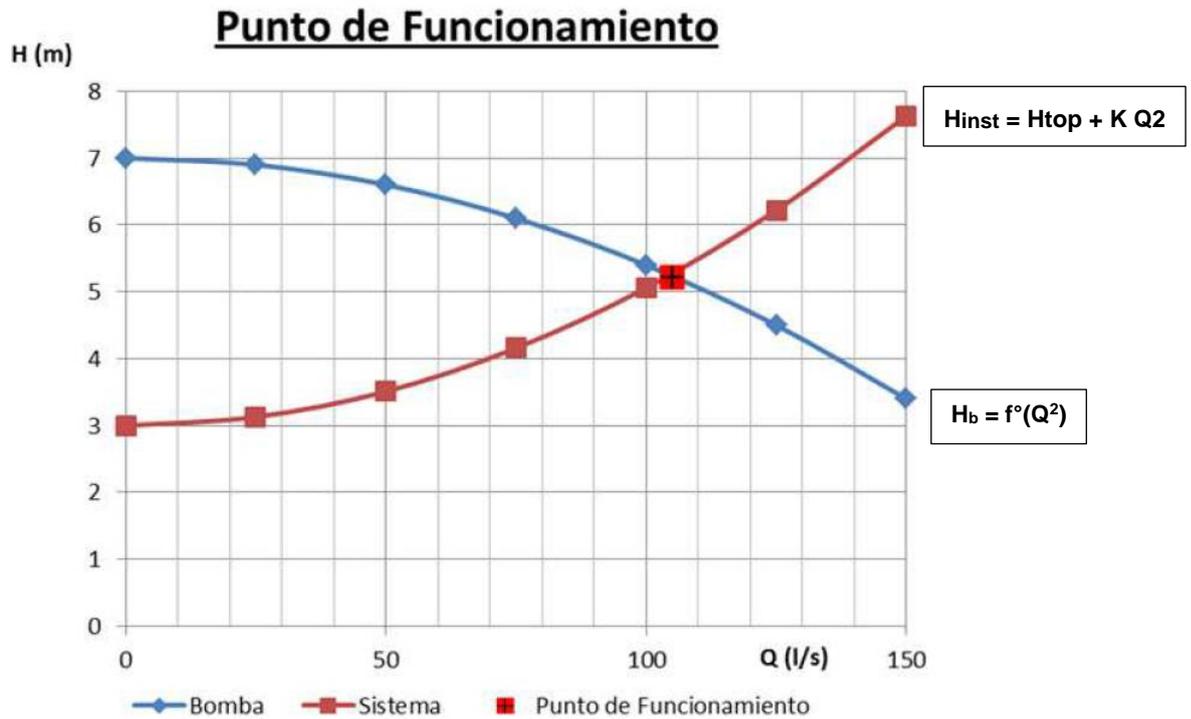
La curva de pérdida de carga H_{inst} del sistema será: $H_{inst} = H_{top} + J_f + J_l = H_{top} + K Q^2 = f^\circ(Q^2)$



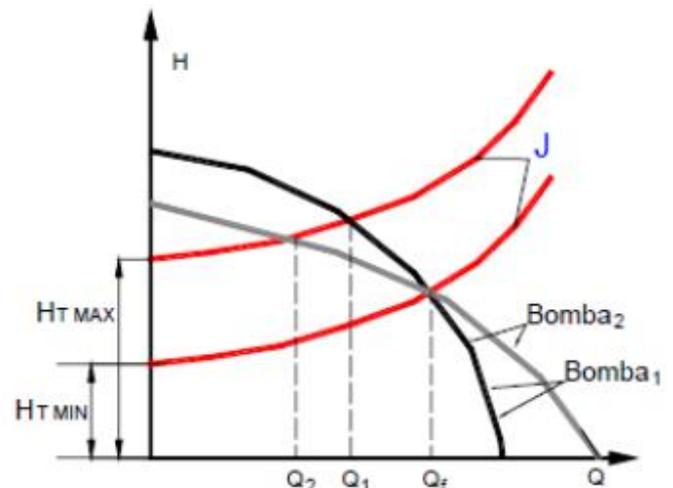
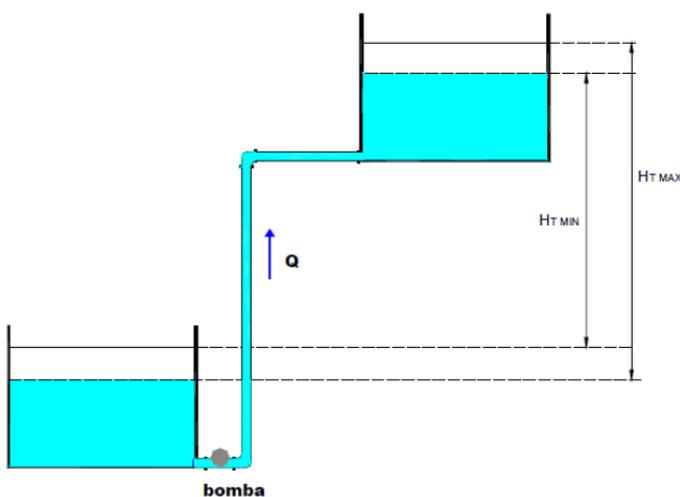
PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

Teniendo en cuenta que la energía (**H**) entregada por la bomba es consumida por el sistema (**J**), el punto de equilibrio se dará solamente con estos valores igualados y se determinará así el **caudal de funcionamiento Q**.

Si se superponen los comportamientos energéticos del sistema y bomba, se obtiene en la intersección de ambas curvas, el salto, el caudal de funcionamiento y la potencia de accionamiento.



Para un mismo sistema pueden instalarse distintas bombas con el mismo caudal de funcionamiento. Es importante el rendimiento y la potencia en cada caso, ya que mayor consumo en potencia para el mismo caudal significa mayor costo en energía.



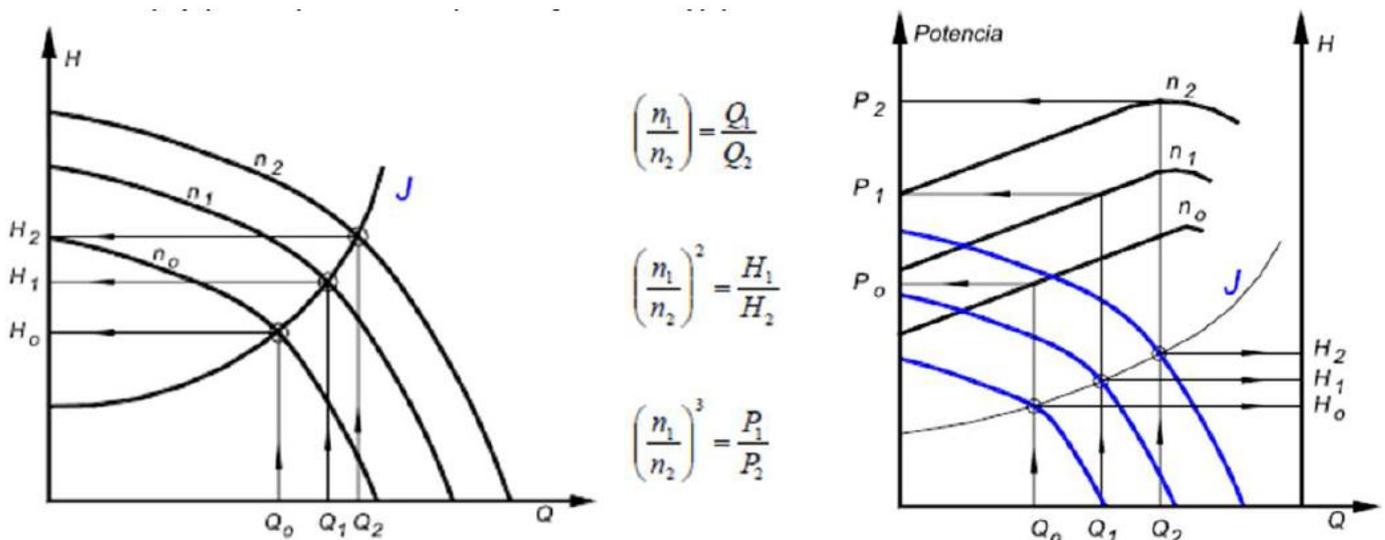
Si el sistema permite variaciones de niveles, tanto en la cisterna como en el tanque de descarga (como se ve en el esquema anterior), se tendrá, por consiguiente, variaciones del caudal bombeado, en muchos casos esto es necesario tener en cuenta en el momento de la elección de la bomba.

Como se aprecia en el esquema anterior a modo de ejemplo, ambas bombas tienen el mismo caudal de funcionamiento Q_f a desnivel mínimo. Para desnivel máximo, el caudal para la bomba 1 será Q_1 y para la bomba 2 será $Q_2 \ll Q_1$.

Todas las curvas de bombas observadas corresponden a número de revoluciones $n = \text{cte}$.

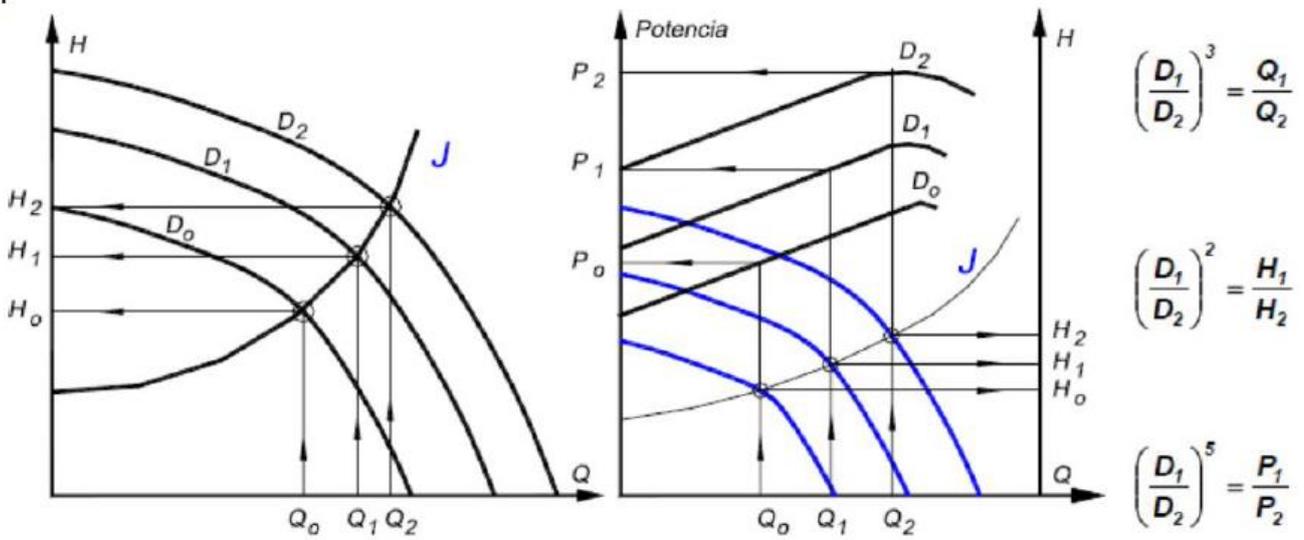
Cuando el motor de accionamiento tiene a n como variable (por ejemplo, motor de combustión interna o motor eléctrico con variador de frecuencia) es posible obtener una variación en el **caudal** mediante la variación de n , teniendo en cuenta que también varía la **potencia** y el **salto**, según las ecuaciones siguientes, que provienen de la similitud cinemática y dinámica.

Las ecuaciones nos indican, que cuando cambia el número de revoluciones, el caudal lo hacen linealmente con el mismo, mientras que el salto lo hace en forma proporcional a n^2 y la Potencia en función de n^3



Cuando se trata de cambios en el **diámetro** del rodete, método usualmente utilizado por los proveedores para ampliar los rangos de aplicación de las bombas, poniendo diferentes diámetros de rodetes para una misma bomba.

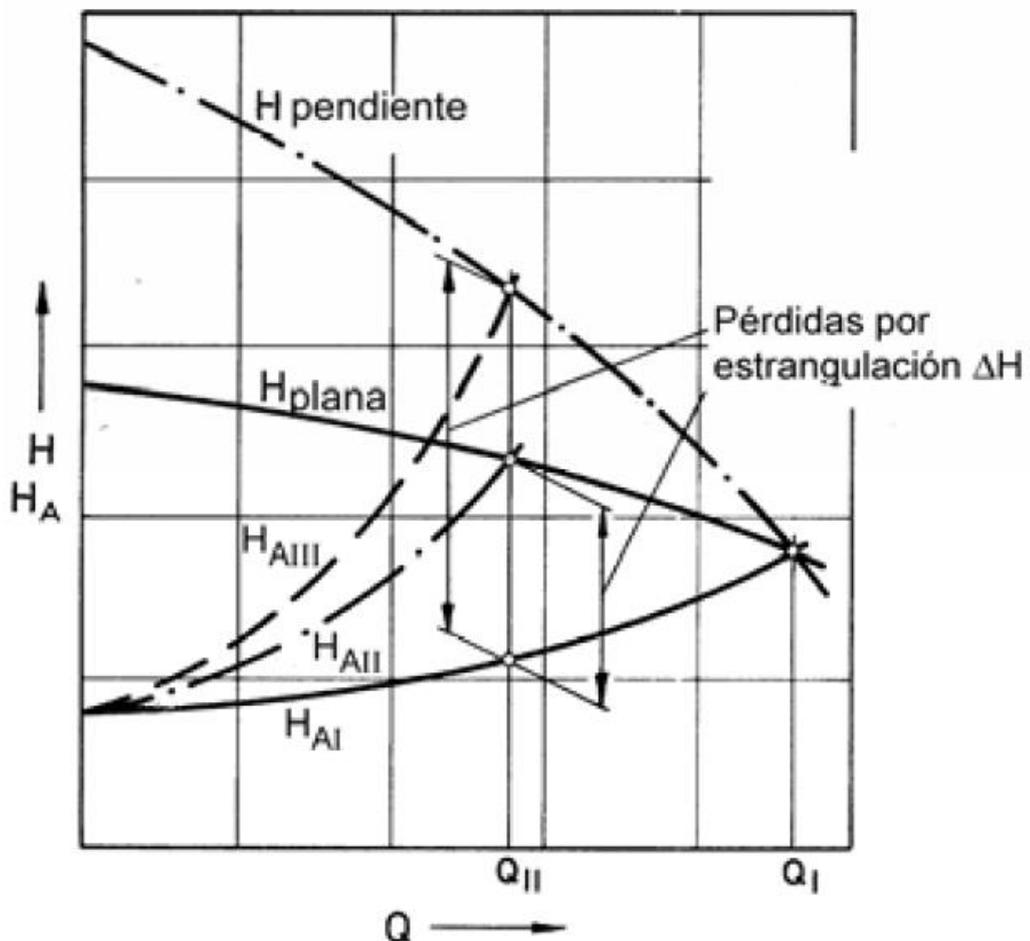
Mediante la utilización de las ecuaciones de similitud podemos aproximar el comportamiento del **caudal** y **salto** (consecuentemente la potencia) cuando se varía el diámetro del impulsor. Las leyes de similitud aplicadas se indican a la derecha de los diagramas.



$$\frac{H_u}{n^2 D^2} = cte$$

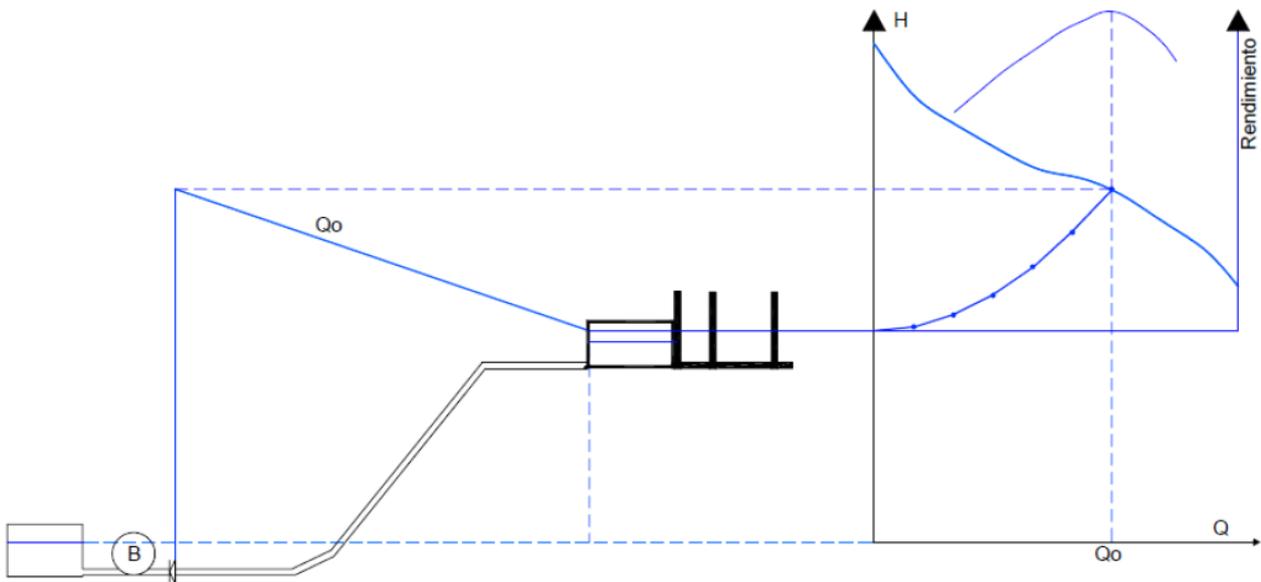
$$\frac{Q}{n D^3} = cte$$

$$\frac{P_m}{n^3 D^5} = cte$$



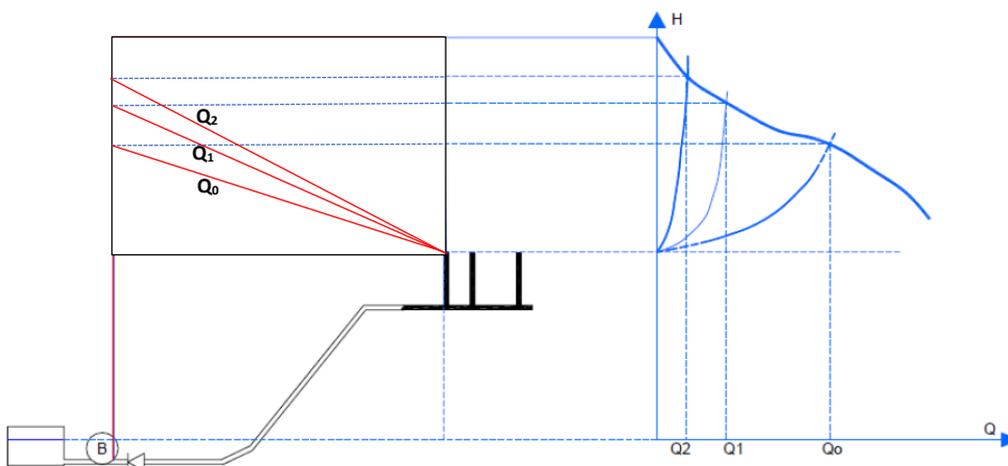
PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO PARA DISTINTAS CONDICIONES DE EXPLOTACIÓN

1- Punto Óptimo de Funcionamiento

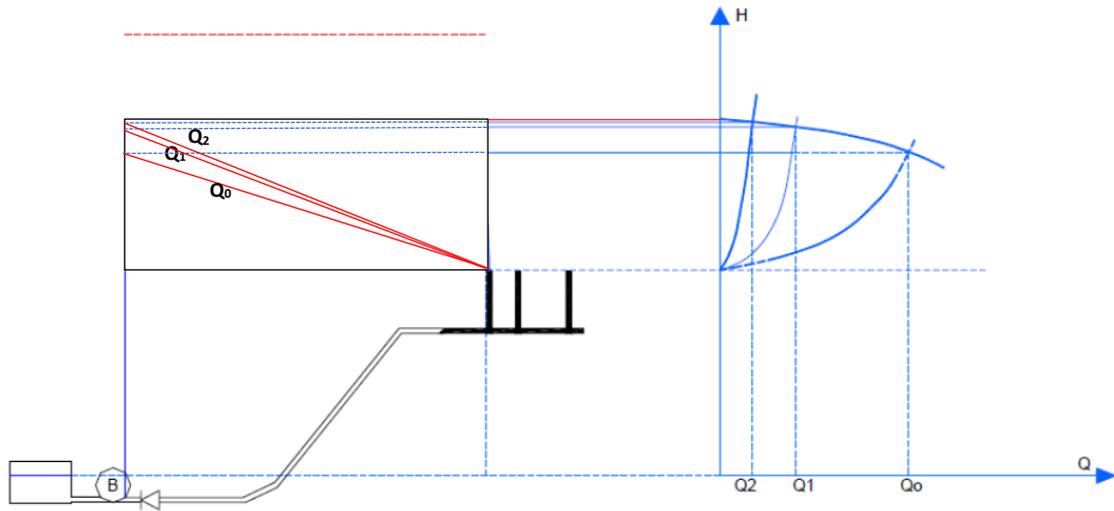


2- Bombeo con Distintos Diámetros de la Instalación ($D_0 > D_1 > D_2$)

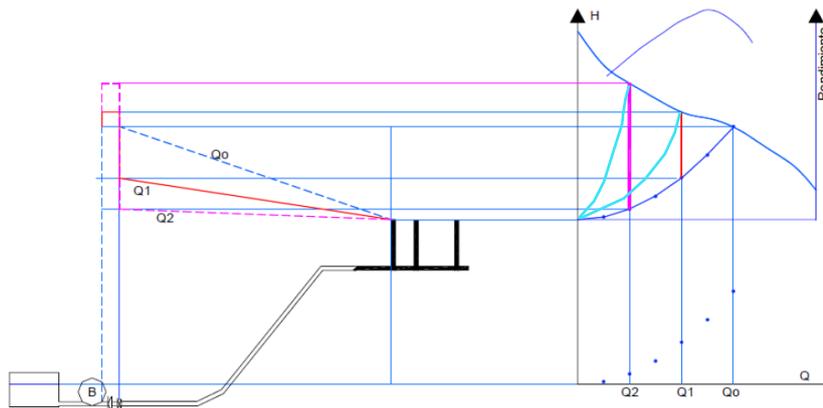
1.1- Con Bomba de Característica H-Q Pronunciada



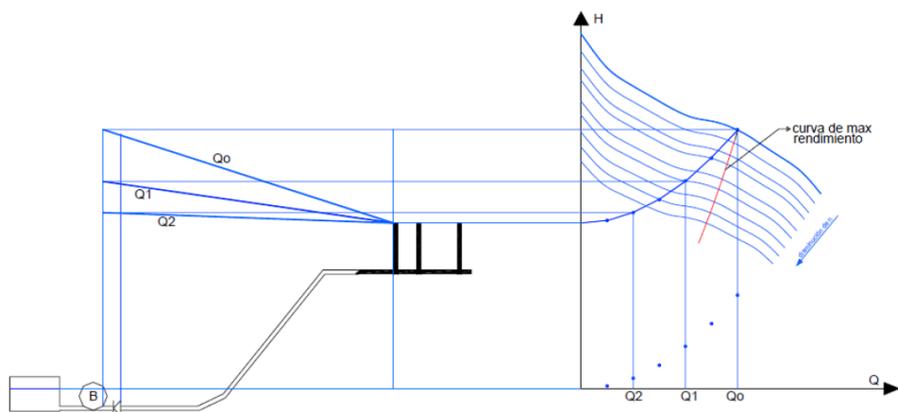
2.2- Con Bomba de Característica H-Q Aplanada



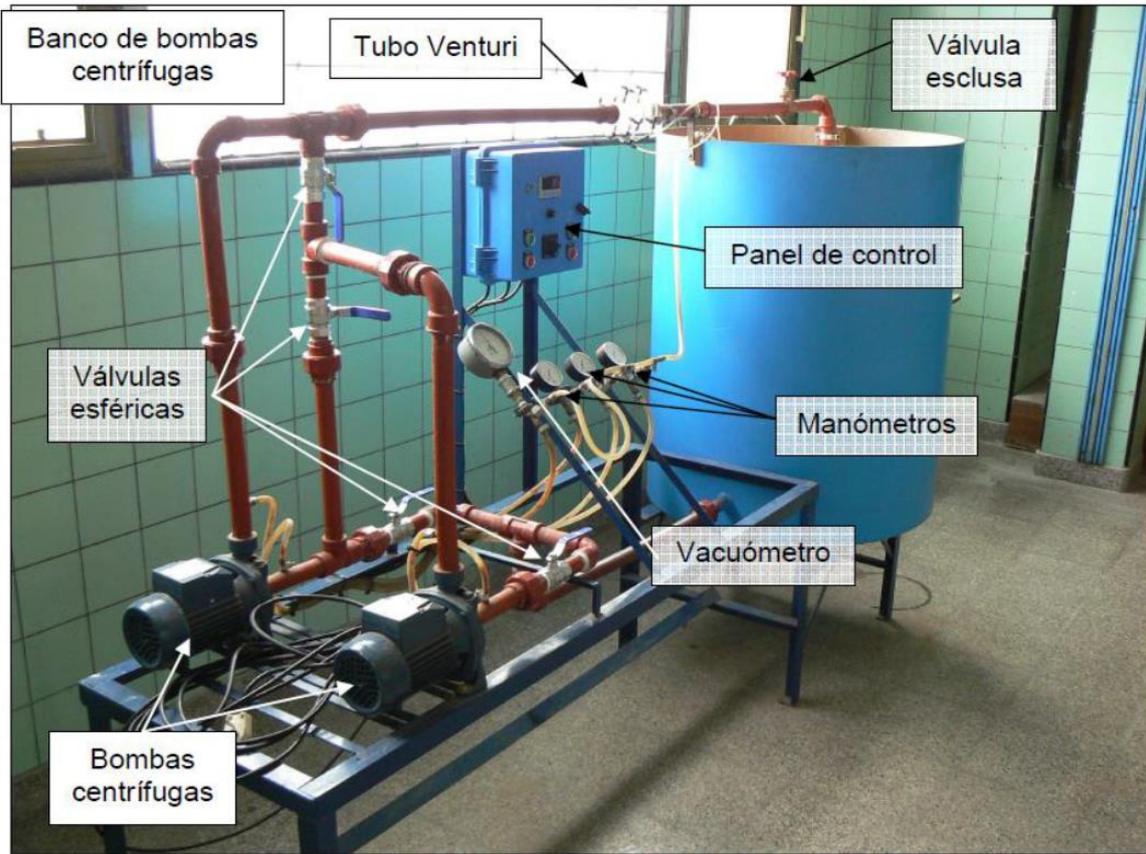
3- Bombeo con Válvula Reguladora de Caudal



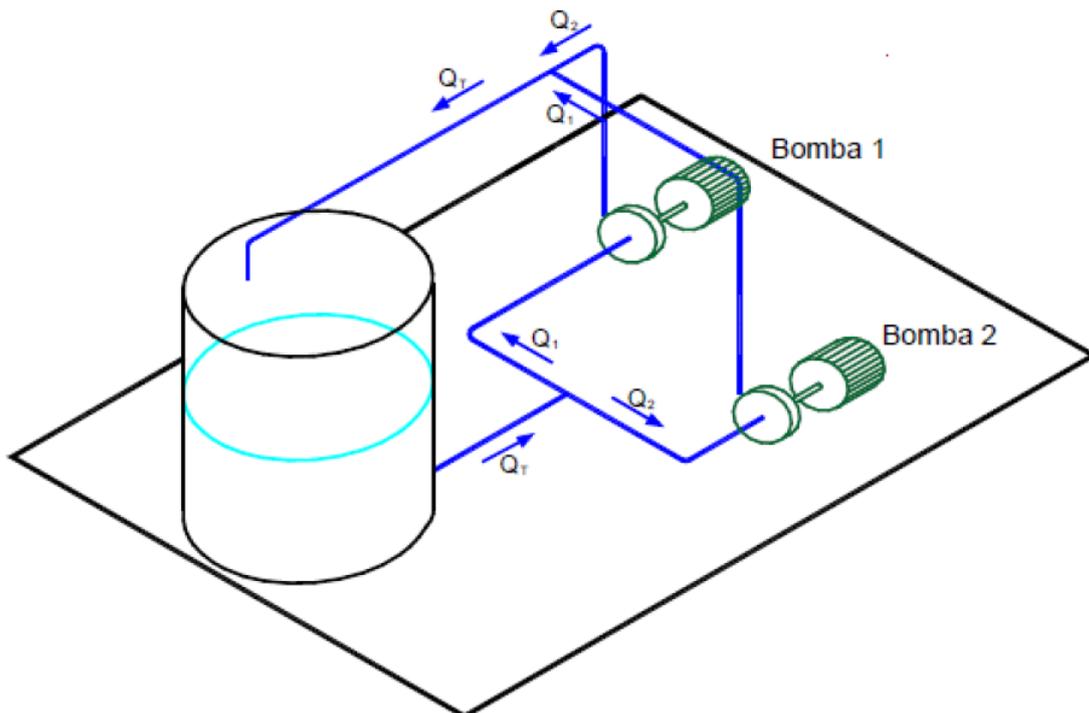
4- Bombeo con Variación de Velocidad de Bomba



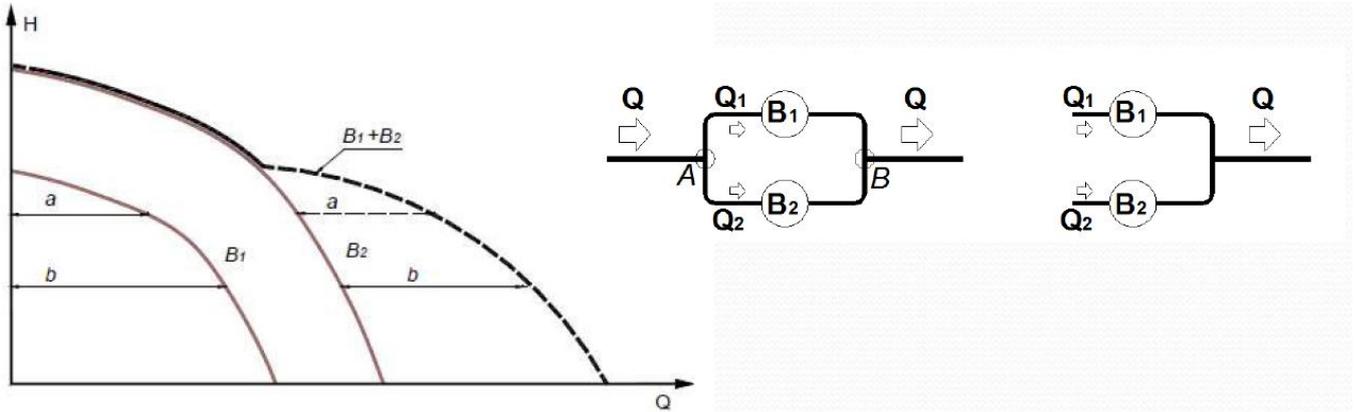
DISPOSICIÓN DE BOMBAS EN SERIE Y EN PARALELO



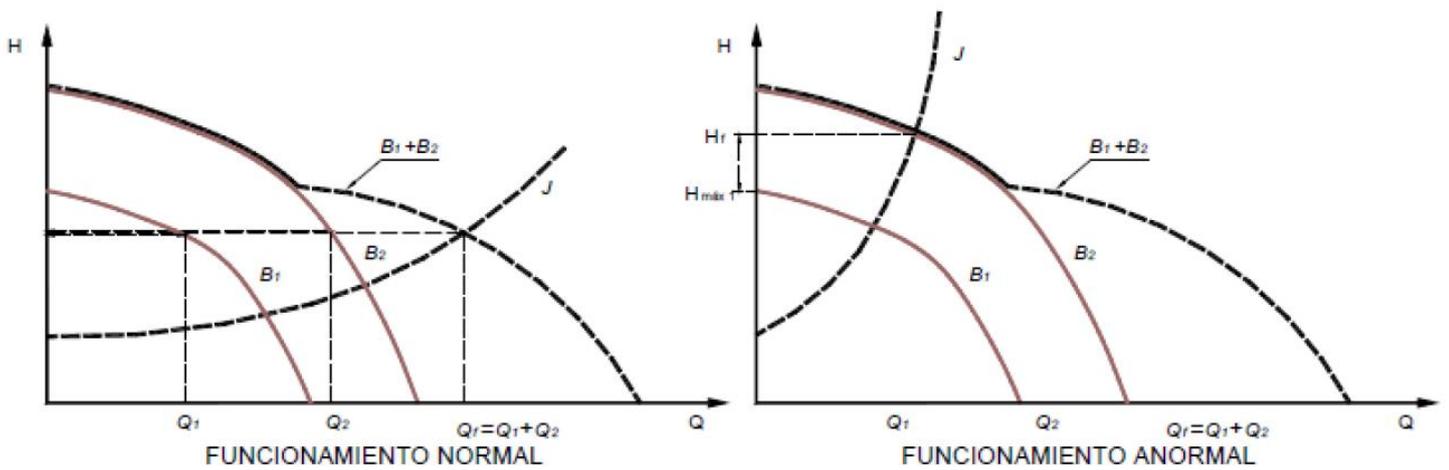
BANCO DE BOMBAS – SERIE Y PARALELO



BOMBAS EN PARALELO



Se debe tener cuidado en la instalación de bombas en paralelo respecto a las características de cada bomba, ya que puede suceder que una de las bombas no trabaje correctamente. En el ejemplo de la figura:



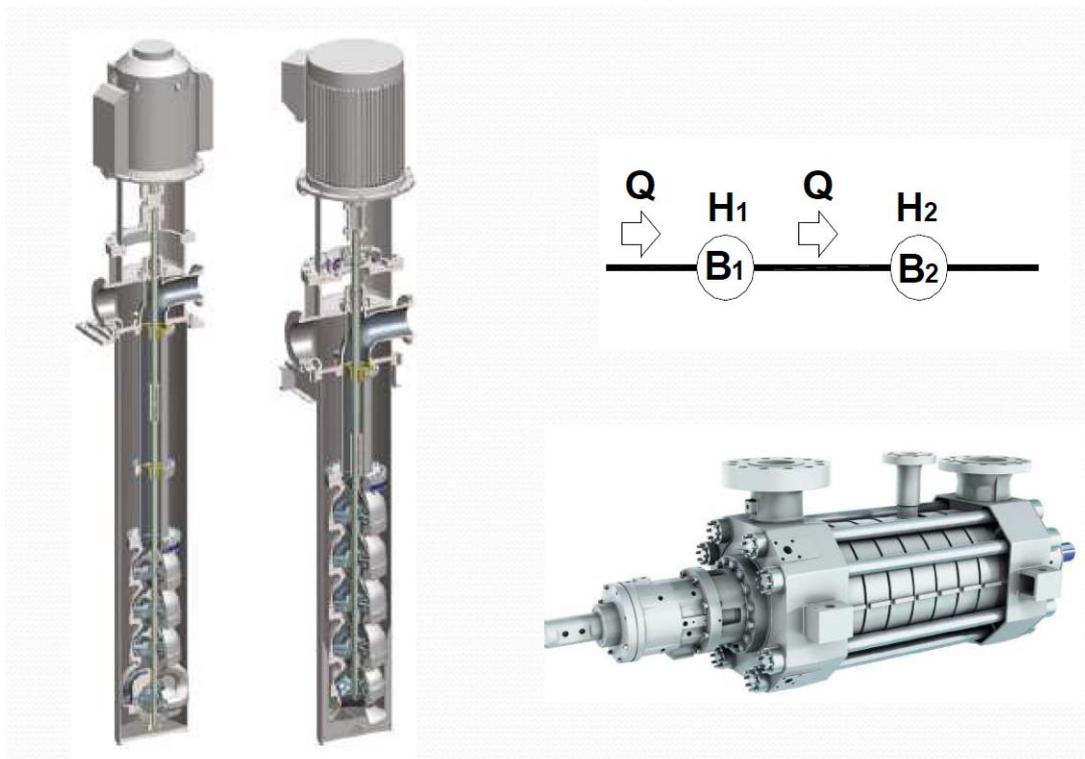
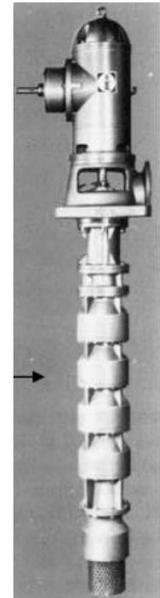
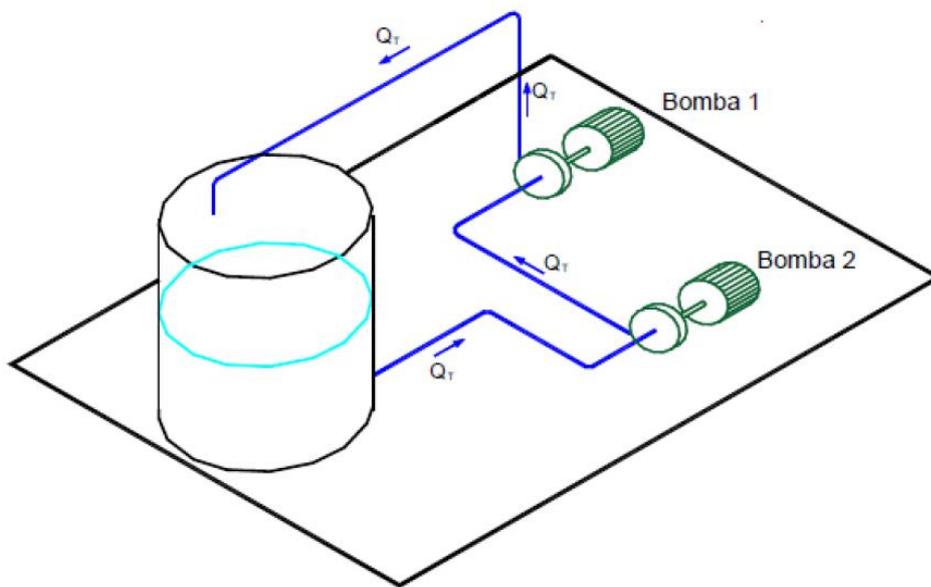
El salto entregado por la bomba 2 en el caso de funcionamiento anormal supera al máximo que puede entregar la bomba 1, entonces la bomba 1 introduce pérdidas en lugar de entregar salto (permite el paso de caudal en sentido inverso).



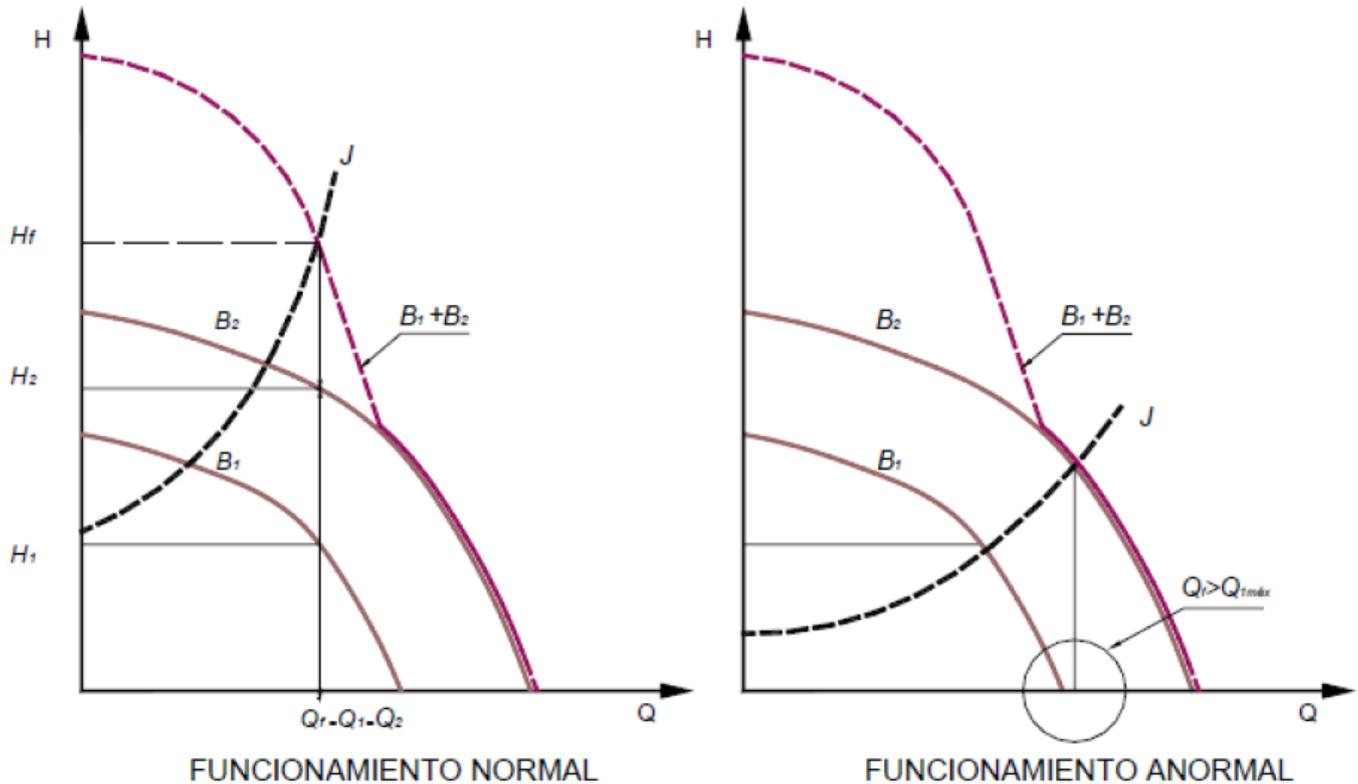
BOMBAS EN SERIE

Este tipo de instalación tiene como condición mantener el mismo caudal para las bombas que se ponen en serie, mientras que el salto del “sistema será la suma de los saltos individuales”. Un caso típico de uso de esta disposición es la colocación en serie de múltiples rodetes en las bombas de pozo profundo.

En el caso de una estación de bombeo con dos bombas en serie, es importante conocer el comportamiento del conjunto que se dará sumando el salto de ambas bombas para un caudal constante. El caudal de cada bomba será el mismo y corresponderá al caudal de funcionamiento.



Al igual que en las bombas en paralelo, al colocar bombas en serie debe conocerse perfectamente las características de cada bomba, ya que puede suceder que una de las bombas solamente agregue pérdidas de carga al sistema, además de consumir más energía.



En el caso de la figura, la bomba 2, al no permitir el paso del caudal de funcionamiento “teórico”, agrega pérdidas de carga que disminuyen el caudal de funcionamiento real.

CAVITACIÓN

Cuando la presión ejercida sobre un líquido en movimiento, desciende por debajo de su presión de vaporización, éste se evapora formando gran número de pequeñas burbujas, que al ser arrastradas a zonas de mayor presión, terminan por estallar. La formación de estas burbujas y su subsiguiente estallido, es lo que constituye la cavitación.

La experiencia demuestra que el estallido de esas burbujas genera impulsos de presión muy elevados, que van acompañados de fuertes ruidos (suena como si pasara gran cantidad de grava), y que la acción repetitiva de esos impulsos produce una especie de corrosión difusa, formando picaduras en el metal. Con el tiempo esas picaduras, degeneran en verdaderas grietas con arrancamiento de metal. Las elevadas temperaturas generadas por esos impulsos y la presencia frecuente de gases ricos en oxígeno, agravan la corrosión. Un alabe sometido a cavitación aparece al cabo de cierto tiempo lleno de cavidades, lo que obliga a sustituirlo o, si aún se está a tiempo, a repararlo recargándolo por soldadura.

Para evitarla habrá que realizar ensayos de laboratorio, para definir el perfil correcto de los álabes y determinar el campo de operatividad de la máquina.

$$H_s = z_e - z_o$$

$$z_o + \frac{p_o}{\rho} + \frac{U_o^2}{2g} - H_{r,asp} = z_e + \frac{p_e}{\rho} + \frac{U_e^2}{2g}$$

$$\frac{p_e}{\rho} + \frac{U_e^2}{2g} = \frac{p_{atm}}{\rho} + (z_o - z_e) - H_{r,asp}$$

$$\frac{p_e}{\rho} + \frac{U_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho} = \frac{p_{atm}}{\rho} - H_s - H_{r,asp} - \frac{p_v}{\rho}$$

$$NPSH_d = ANPA_d = \frac{p_e - p_v + U_e^2}{\rho g} = \frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} - H_s - H_{r,asp}$$

$$ANPA_d \geq ANPA_n = f(Q)$$

$$ANPA_d = \frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} - H_s - KQ^2$$

$$H_{r,asp} = \sum_e \frac{(L_e + L_a) U_e^2}{D_e 2g}$$

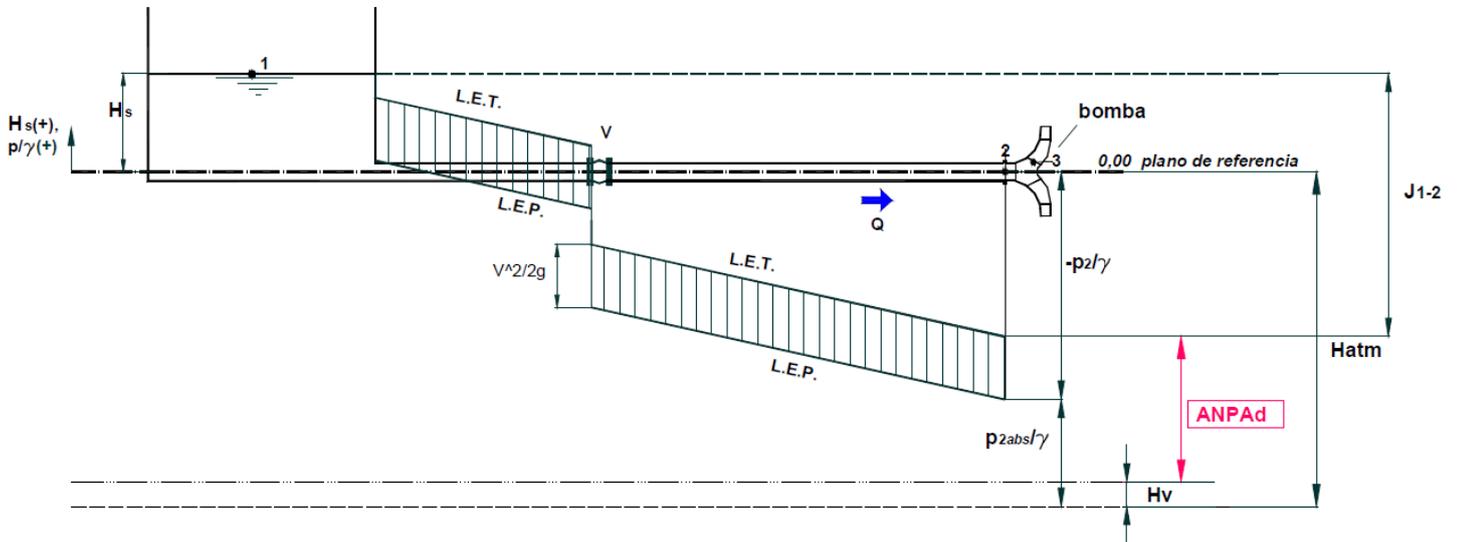
$$H_{r,asp} = \frac{f_a L_t}{D_a 2g \Omega_o^2} Q^2$$

$$H_{r,asp} = \frac{K}{\Omega_o^2} Q^2$$

The graph shows head H on the vertical axis and flow rate Q on the horizontal axis. A horizontal line represents the static head H_s . A downward-opening parabola represents the available net positive suction head $ANPA_d$. An upward-opening parabola represents the required net positive suction head $ANPA_n$. The intersection of $ANPA_d$ and $ANPA_n$ determines the operating flow rate. The vertical distance between $ANPA_d$ and H_s is labeled KQ^2 .

ANPA DISPONIBLE

Se puede plantear la ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2 (brida de entrada a la bomba), observando lo que pasa en la sección 3 (dentro de la bomba).

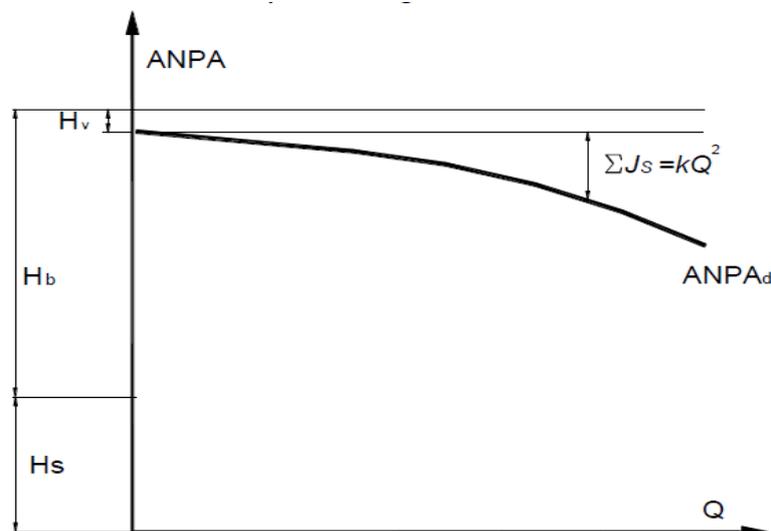


En el esquema se representan las líneas de energía total y piezométrica para el tramo de succión de la bomba, tomando como plano de referencia el que pasa por el eje de la bomba. Siendo así, el punto 2 ubicado en la brida de salida del tramo de succión y entrada a la bomba, tendrá una altura de energía H_2 .

Se define como Altura Neta Positiva de Aspiración disponible a la energía por unidad de peso por encima de la presión de vapor (H_v) que tiene el líquido en la brida de entrada de la bomba, referida a su eje. En esta expresión las presiones se consideran en valor absoluto:

$$ANPA_d = H_{atm} + H_s - J_{1-2} - H_v$$

El valor de H_{atm} puede ser escrito en otra literatura como H_b , que se refiere a la presión barométrica en el eje de la instalación (eje de la brida) en términos de presión absoluta.

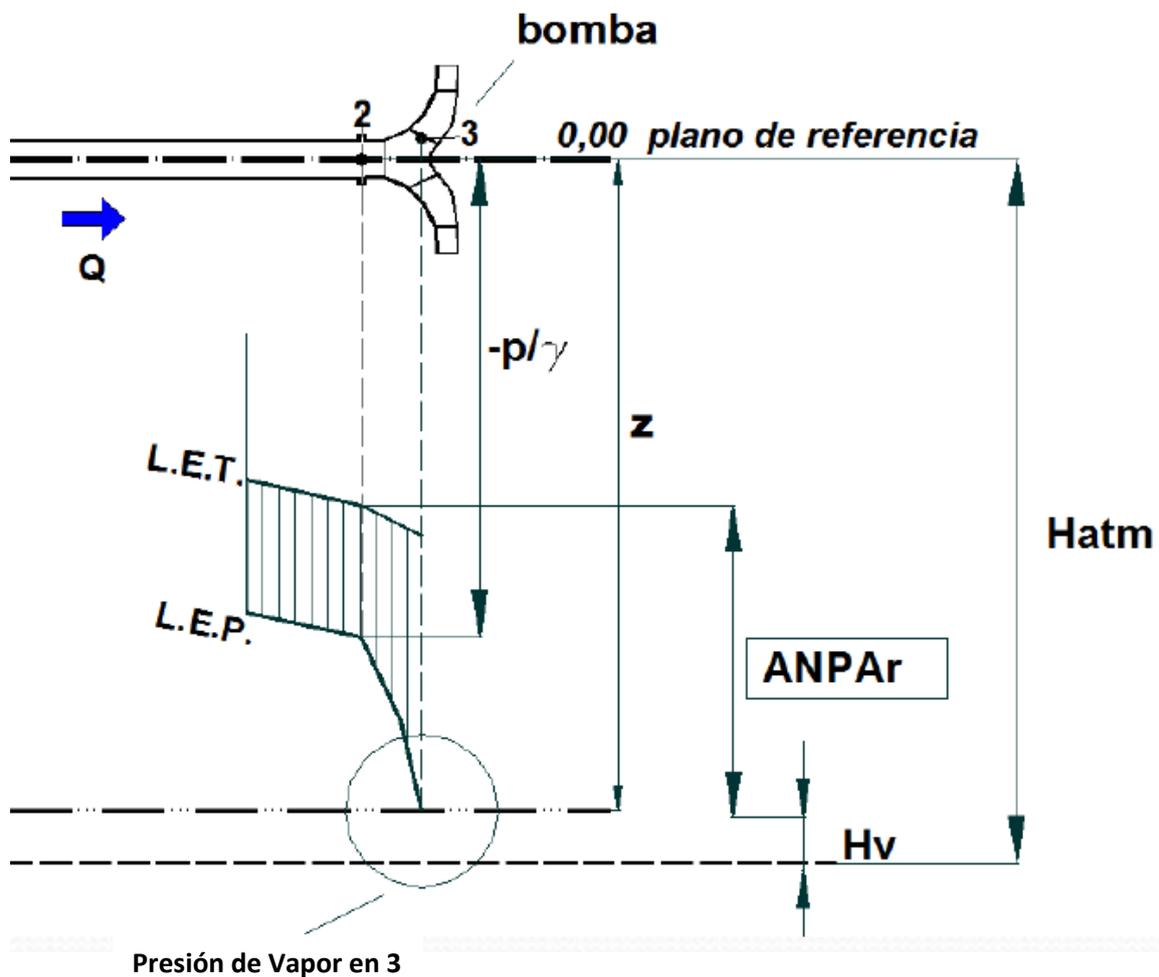


$$ANPA_{disp.} = H_{atm} + H_S - H_v - J_{1-2}$$

ANPA disponible de la instalación

ANPA REQUERIDA

A continuación, se expresa esquemáticamente recurriendo a las líneas de energía total y piezométrica la situación en que la instalación dispone de una energía en la brida de entrada tal que la piezométrica "toca" la presión de vapor en un punto interior del rodete (punto 3), próximo al borde de entrada.

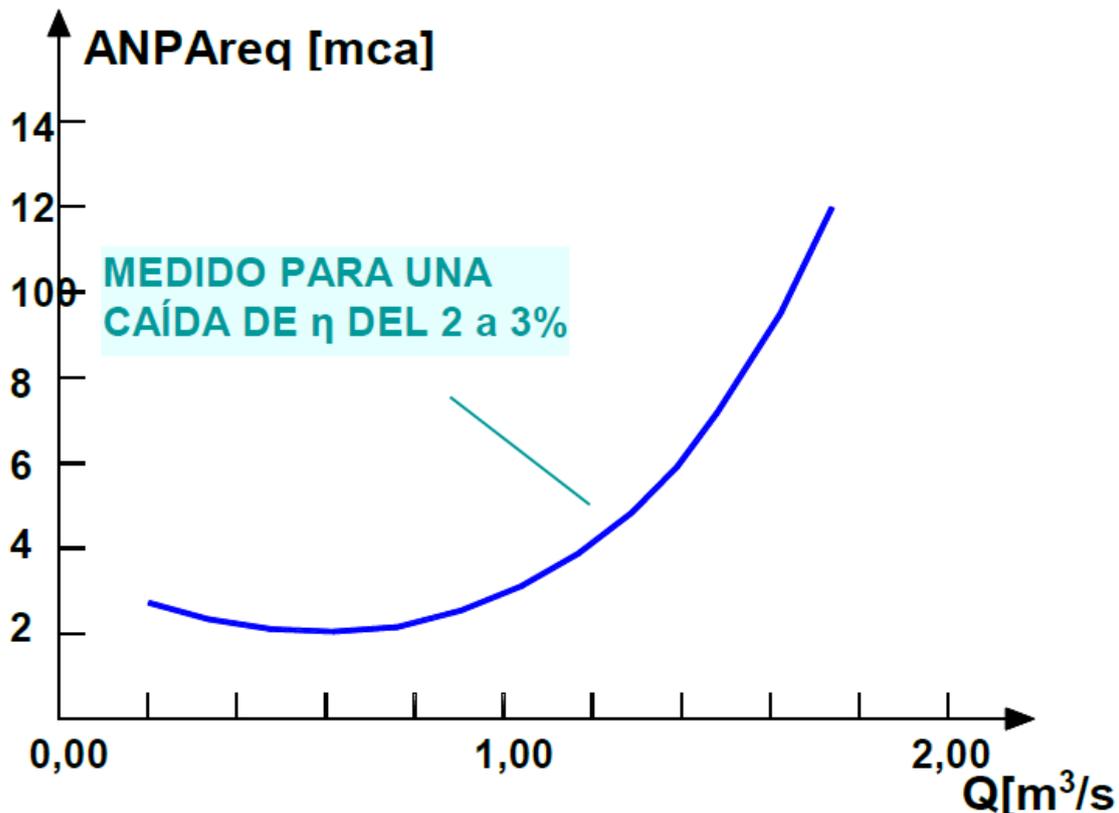


$$ANPA_{req.} = H_{atm} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v$$

En esta situación se dice que se alcanzó al ANPA requerido. Es decir, es la situación límite o de mínima energía posible.

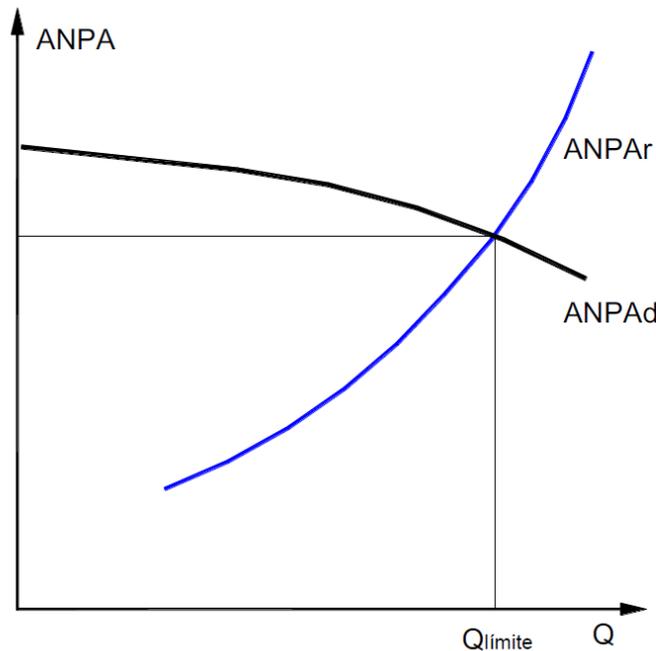
Se debe mantener la presión en cualquier punto del sistema por sobre la presión del vapor del líquido bombeado. La presión más baja del sistema se localiza en la entrada del rodete. Por lo tanto, si se mantiene la presión en ese punto con un valor mayor al de la presión de vapor, no habrá vaporización en la entrada de la bomba, lo que equivale decir que se evitará la presencia de cavitación. La curva de ANPA_{rb} expresada en función del caudal, junto con los datos de la instalación, permite calcular la altura máxima de succión de la bomba en cuestión, para cada valor de caudal. Una curva ANPA_{rb} es sólo obtenida experimentalmente.

La expresión “**ANPA requerido por la bomba**” expresa la mínima energía requerida para que la bomba funcione sin cavitación, en altura absoluta de líquido en la brida de succión de la bomba, por sobre la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo y referido al eje de la bomba.



El término “inicio de cavitación” en el ensayo experimental para la obtención de la curva ANPA_{rb}-Q es de difícil identificación, por lo tanto normalmente se toma como referencia aquél para el cual la presencia de cavitación comienza a alterar las variables en juego, como ser caudal, potencia, rendimiento, etc.

Quiere decir que para el proyecto se deberá considerar como caso límite:

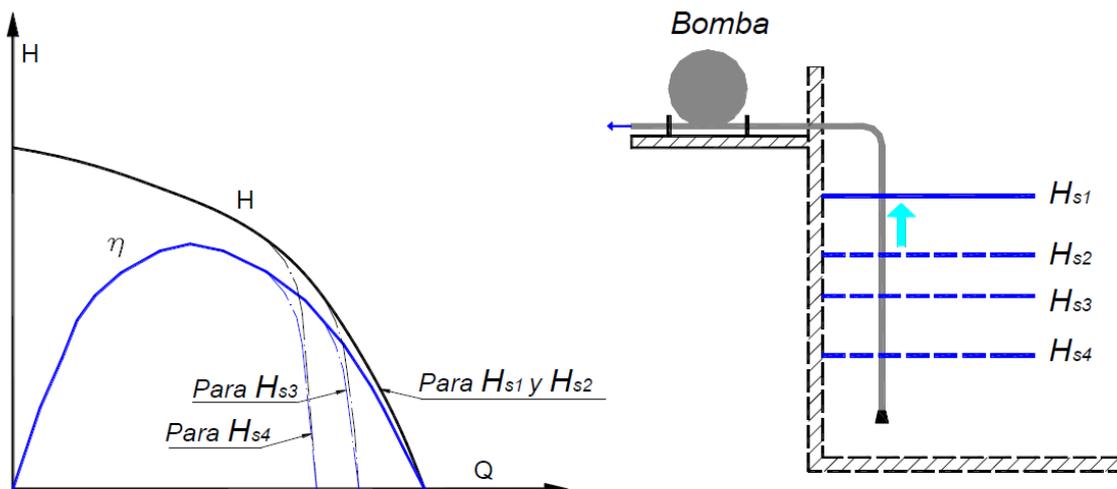


$$ANPA_r = ANPA_d$$

Para un caudal dado se lee el ANPA_r de la bomba y se plantea la igualdad, en la cual se despejará la incógnita que se quiere considerar (J, H_s, algún dato de la conducción en particular) para saber cuál es la condición límite, y a partir de allí, dimensionar con cierta revancha.

PROBLEMAS DE CAVITACIÓN

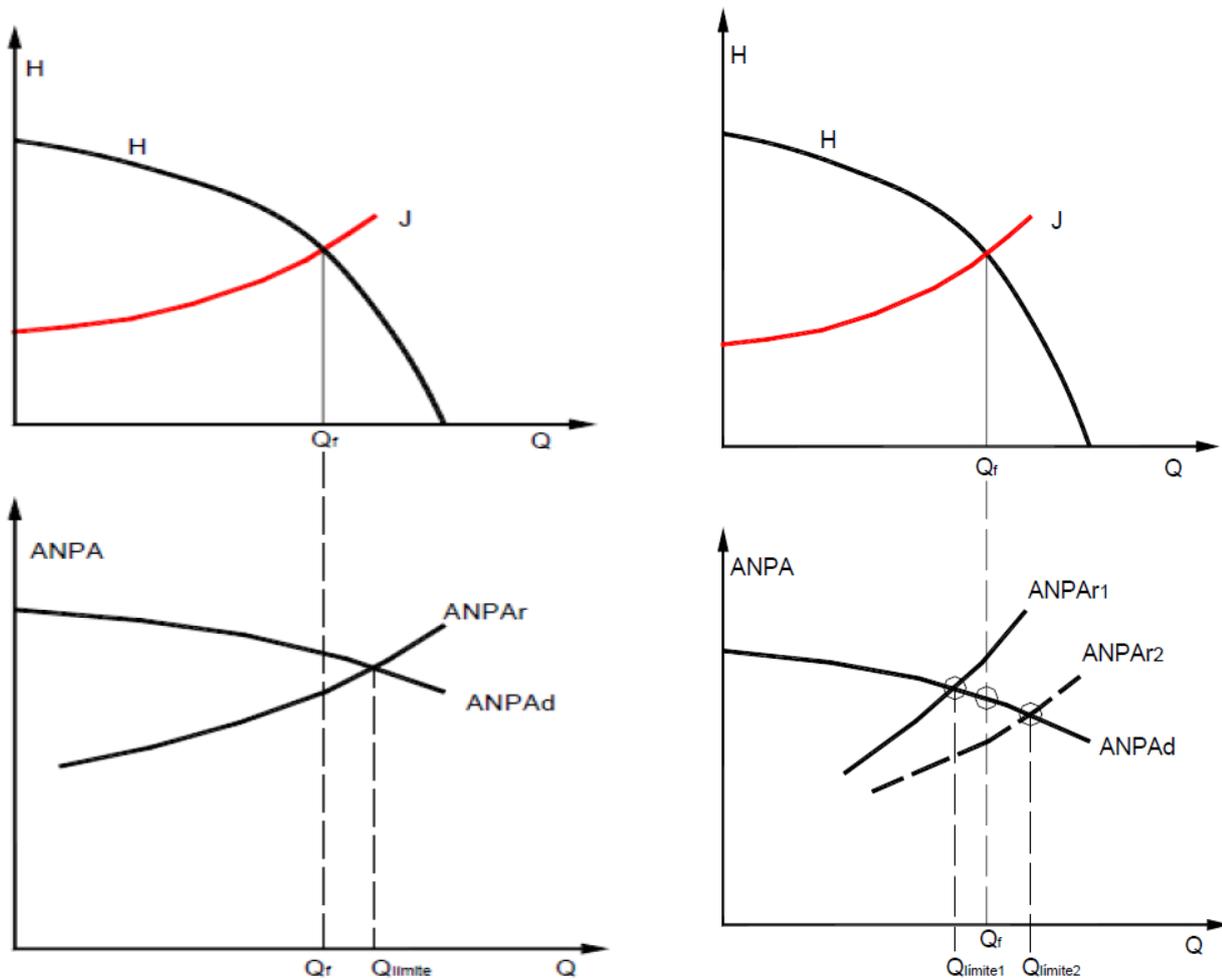
La cavitación, además de causar efectos nocivos al material, puede impedir que la bomba funcione con el salto y el caudal esperados según su curva característica **H – Q**. Consideremos el esquema siguiente:



Si en la bomba se hace disminuir el nivel de la cámara de succión se verá que a partir de un valor determinado comenzarán a variar las características H-Q y η-Q originales, disminuyendo el caudal

máximo con la disminución del nivel del tanque de succión. Esto lleva a la necesidad de conocer el valor del caudal para el cual el salto, y por lo tanto el rendimiento, se ven alterados por las condiciones en la succión de la bomba. Por eso es necesario contar con parámetros referidos a la sensibilidad a la cavitación.

La igualdad entre el ANPA requerido y disponible define el punto "límite" a partir del cual la curva de ANPA disponible es menor que el requerido, cavitando la bomba.



Determinación del punto de máximo caudal por cavitación

Si se superponen las curvas de ANPA correspondientes a la bomba y a la instalación se tendrá un punto de intersección, que define el caudal límite.

A continuación, se deberá realizar un análisis conjunto del caudal de funcionamiento respecto al caudal límite:

$Q_f > Q_{lim}$ cavitación

$Q_f = Q_{lim}$ inicio de cavitación

$Q_f < Q_{lim}$ sin cavitación

Si $Q_f > Q_{\text{limite}}$ debe corregirse la instalación o la bomba a fin de evitar esta situación. Las correcciones usuales se realizan en etapa de proyecto. Si ya se está en etapa de instalación o si debe “corregir” una instalación ya construida y que presenta un mal funcionamiento importa esencialmente el costo.

Cambios en la bomba: Retocar el rodete o agregar elementos que hagan que la curva **ANPA_r** sea más baja. Variar el número de revoluciones (si esto es posible) con el consiguiente cambio de Q_f y Q_{limite} que deben ser analizados nuevamente.

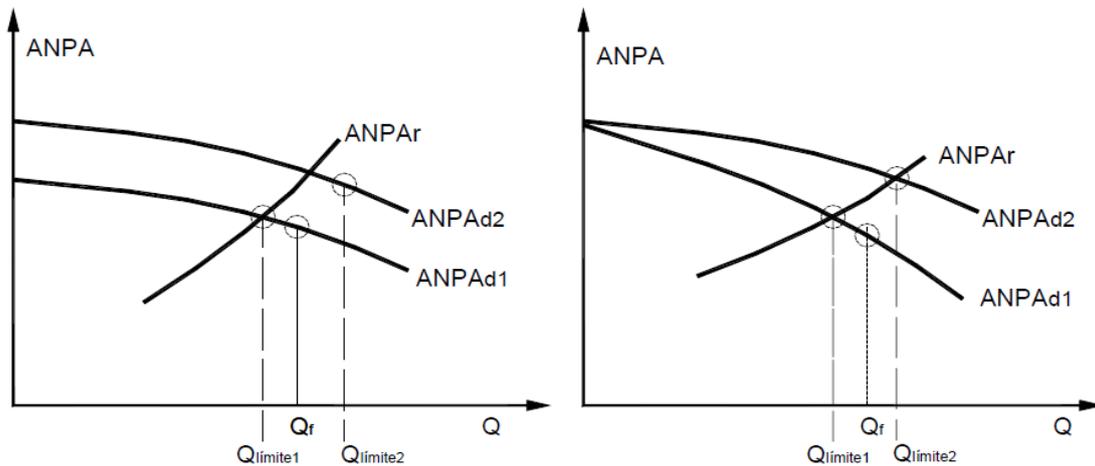
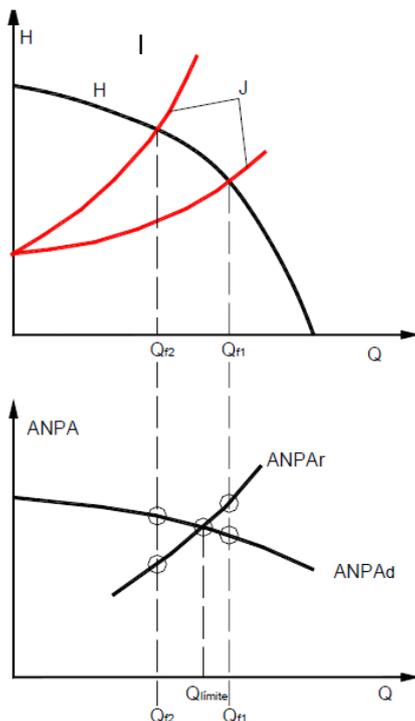


fig. a

fig. b

- Variar la altura estática de succión Z_s a valores admisibles Z'_s sumergiendo la bomba (fig a)
- Quitar pérdida de carga al sistema en el tramo de succión llevando a $J'_s < J_s$ (fig b)
- Sacrificar caudal de funcionamiento agregando pérdidas de carga al sistema en la impulsión a fin de lograr $Q < Q$ (fig c)



Por supuesto también pueden realizarse variaciones combinadas. Se debe realizar un detallado análisis en cada caso, teniendo en cuenta también los costos.

fig. c

PROTECCIÓN ANTE FENÓMENOS TRANSITORIOS

TIPOS DE CIERRES

- Instantáneo: $t_m = 0$
- Rápido: $0 < t_m < t_k = 2L/c$
- Lento: $t_m > t_k = 2L/c$
- Total: $V_f = 0$
- Parcial: $V_f > 0$

FORMULA DE JOUKOWSKI PARA LA CELERIDAD DE LA ONDA DE PRESION EN UNA TUBERIA

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} \quad (15-11)$$

donde c — celeridad onda elástica del fluido en la tubería, m/s, SI
 E_0 — módulo de elasticidad de volumen del fluido, N/m², SI
 ρ — densidad del fluido, kg/m³, SI
 D — diámetro de la tubería, m, SI
 E — módulo de elasticidad del material de la tubería
 δ — espesor de la tubería, m, SI.

FORMULA DE JOUKOWSKI (ALLIEVI)

$$\Delta p = \rho c v$$

(sobrepresión en cierre instantáneo total de la válvula)

$$\Delta p = \rho c (v - v')$$

(sobrepresión en cierre instantáneo parcial de la válvula)

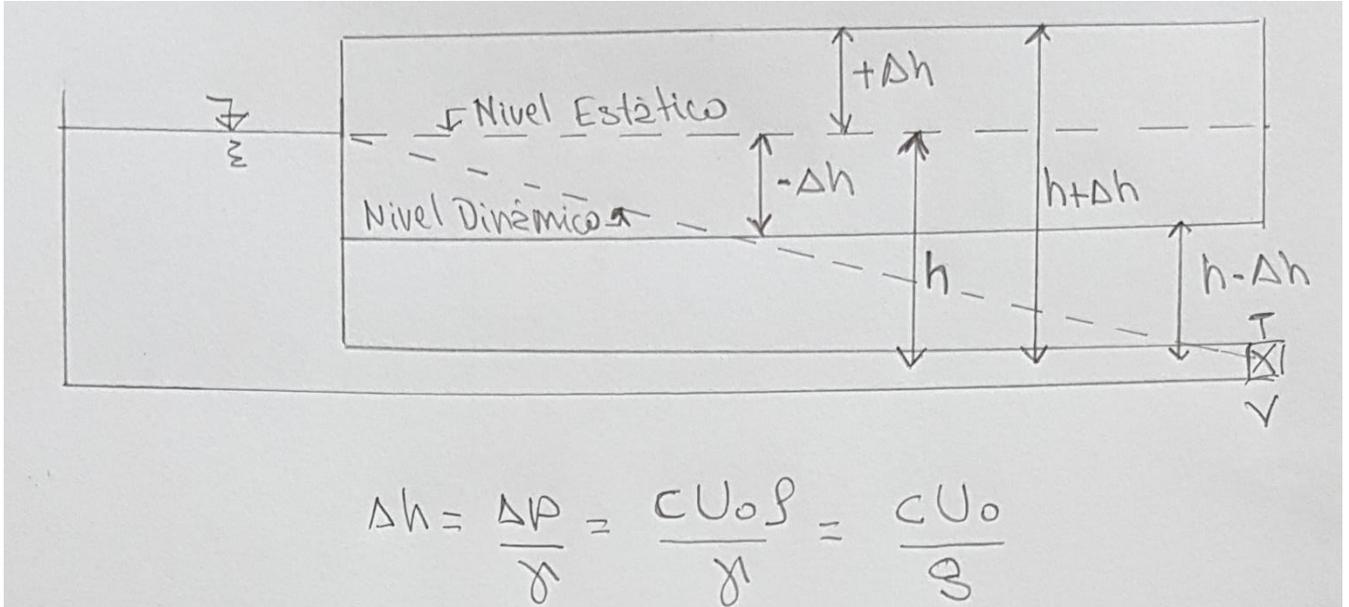
Expresión de Michaud

$$\Delta p = \frac{2 \rho L (v_0 - v_f)}{t_m} \Rightarrow \Delta h = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{2L(v_0 - v_f)}{g t_m}$$

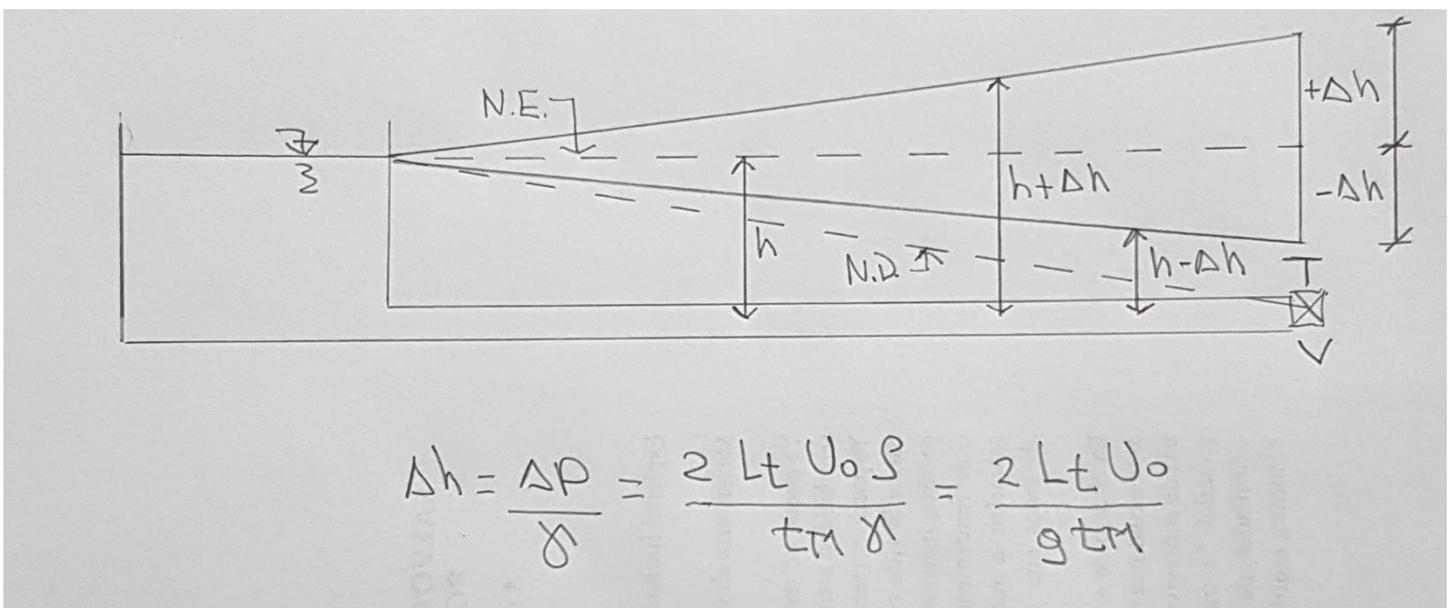
CIERRE LENTO TOTAL: $\Delta h = \frac{2L v_0}{g t_m}$

DIAGRAMAS DE INCREMENTOS DE PRESIONES POR CIERRE DE VÁLVULA

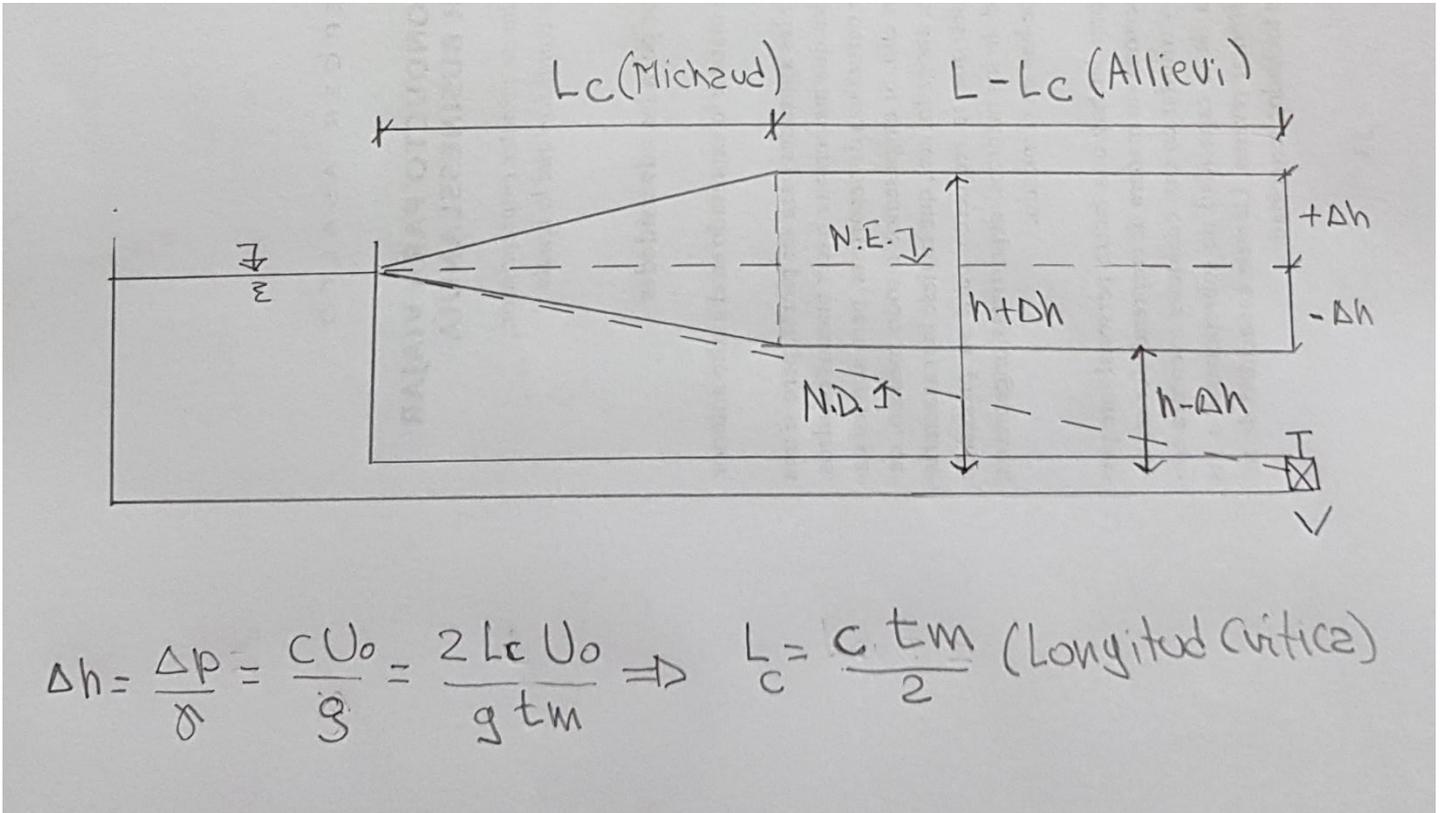
Cierre Instantáneo Total de Válvula ($t_M = 0$)



Cierre Lento Total de Válvula ($t_M > t_k = 2L/c$)



Cierre Rápido Total de Válvula ($0 < t_m < t_k = 2L/c$)



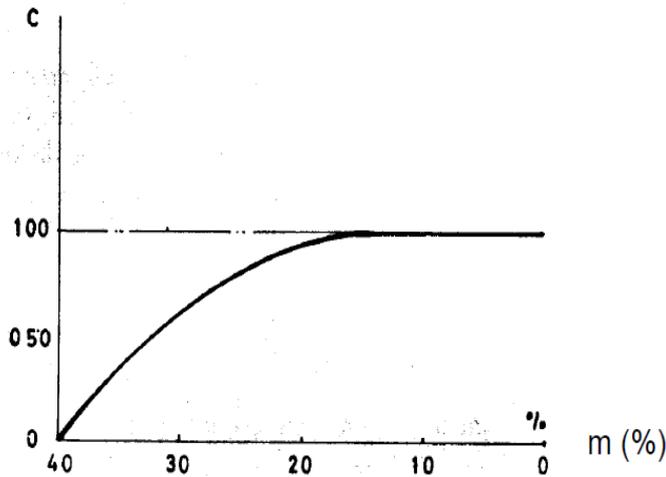
GOLPE DE ARIETE EN INSTALACIONES DE BOMBEO

En las conducciones por gravedad, el cierre de la válvula se puede efectuar a diferente ritmo, por lo tanto, el Tiempo de Maniobra es una variable sobre la que se puede actuar, pero en las impulsiones de bombeo, el tiempo de parada viene impuesto por la inercia de las masas rotantes y no es posible actuar fácilmente sobre la duración del mismo. Consecuentemente, en el caso de las bombas, el tiempo de parada no puede medirse de forma directa y es más difícil de controlar.

El Dr. Mendiluce Rosich propuso la siguiente expresión empírica para el cálculo del tiempo de parada T (Tiempo de Maniobra t_m):

$$T = C + \frac{K \cdot L \cdot v}{g \cdot H_m}$$

- Siendo:
- L: Longitud de la conducción (m)
 - v: Velocidad de régimen del agua (m/s)
 - g: Aceleración de la gravedad, 9.81 m/s²
 - H_m: Altura manométrica proporcionada por el grupo de bombeo



$$\frac{H_m}{L} < 0.20 \rightarrow C = 1$$

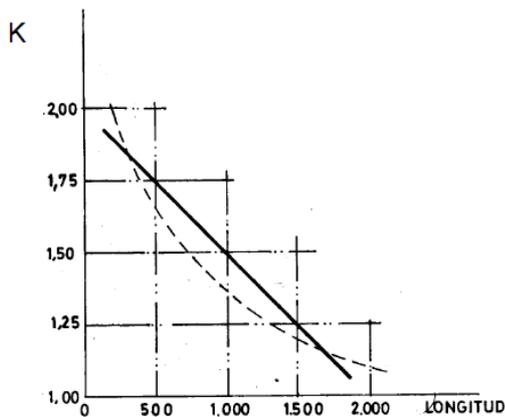
$$\frac{H_m}{L} \geq 0.40 \rightarrow C = 0$$

$$\frac{H_m}{L} \approx 0.30 \rightarrow C = 0.60$$

Valores del coeficiente C según Mendiluce

El coeficiente K depende de la longitud de la tubería y puede obtenerse a partir de la gráfica o de la tabla siguientes, propuestas por Mendiluce. Este autor recomienda la utilización de los valores de K redondeados recogidos en la tabla, ya que ha comprobado que las pequeñas diferencias respecto a la gráfica tienen una repercusión despreciable en el golpe de ariete y siempre del lado de la seguridad, y es de más sencillo manejo.

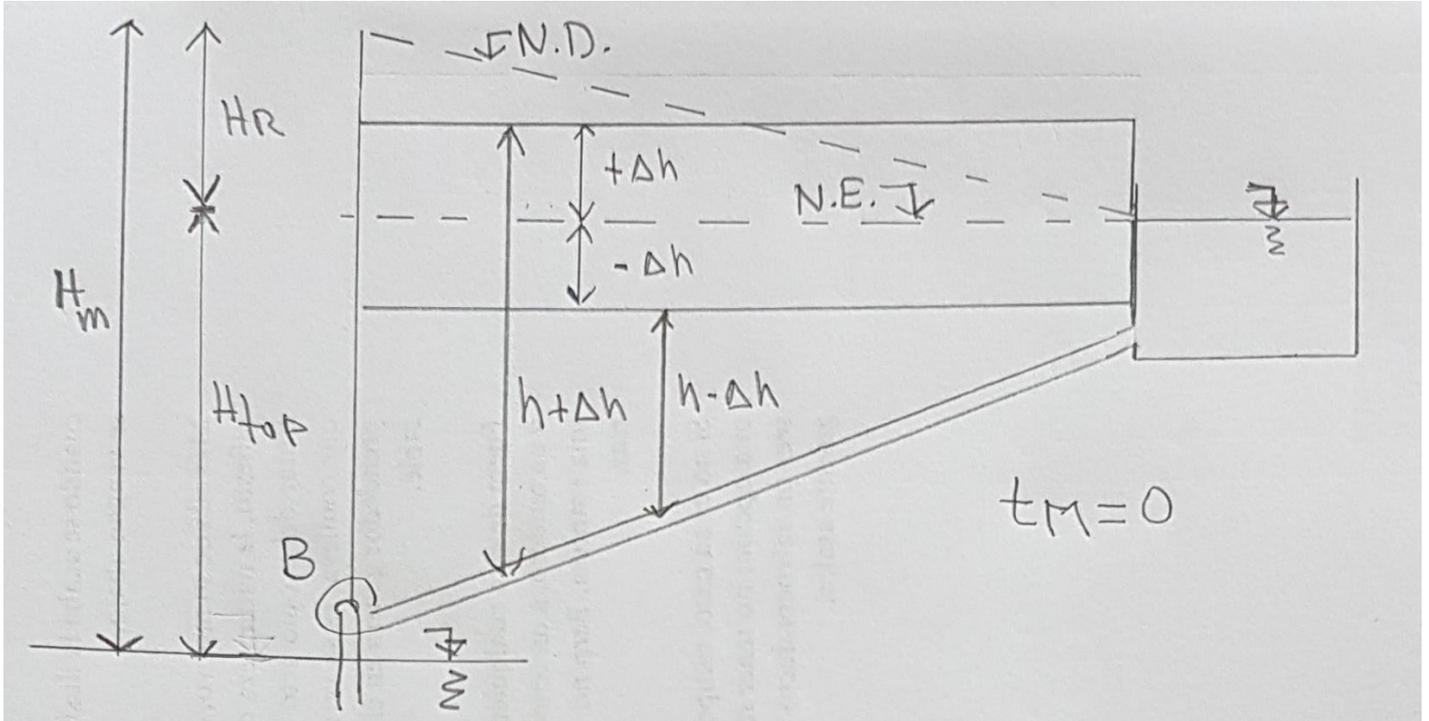
Valores del coeficiente K según Mendiluce



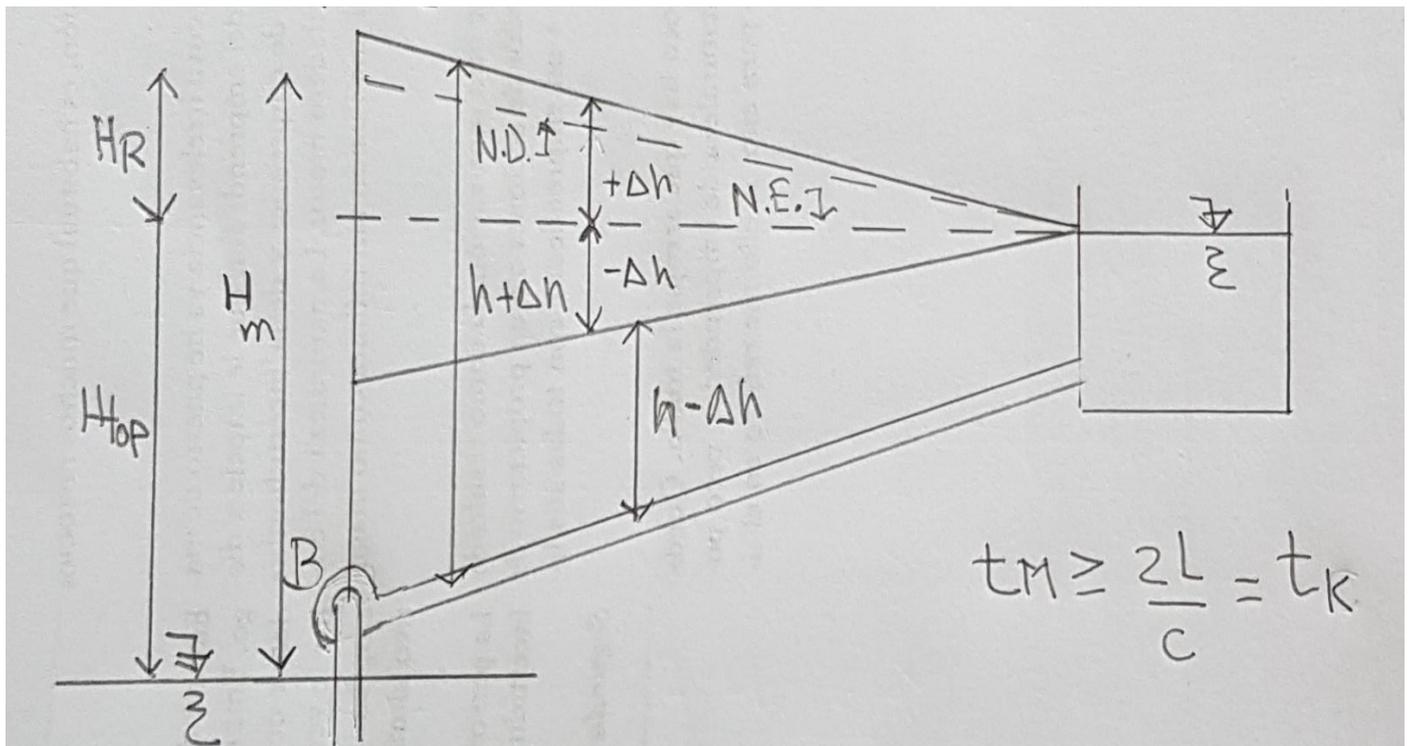
L	K
L < 500	2
L ≈ 500	1.75
500 < L < 1500	1.5
L ≈ 1500	1.25
L > 1500	1

DIAGRAMAS DE INCREMENTOS DE PRESIONES POR DETENCIÓN BOMBEO

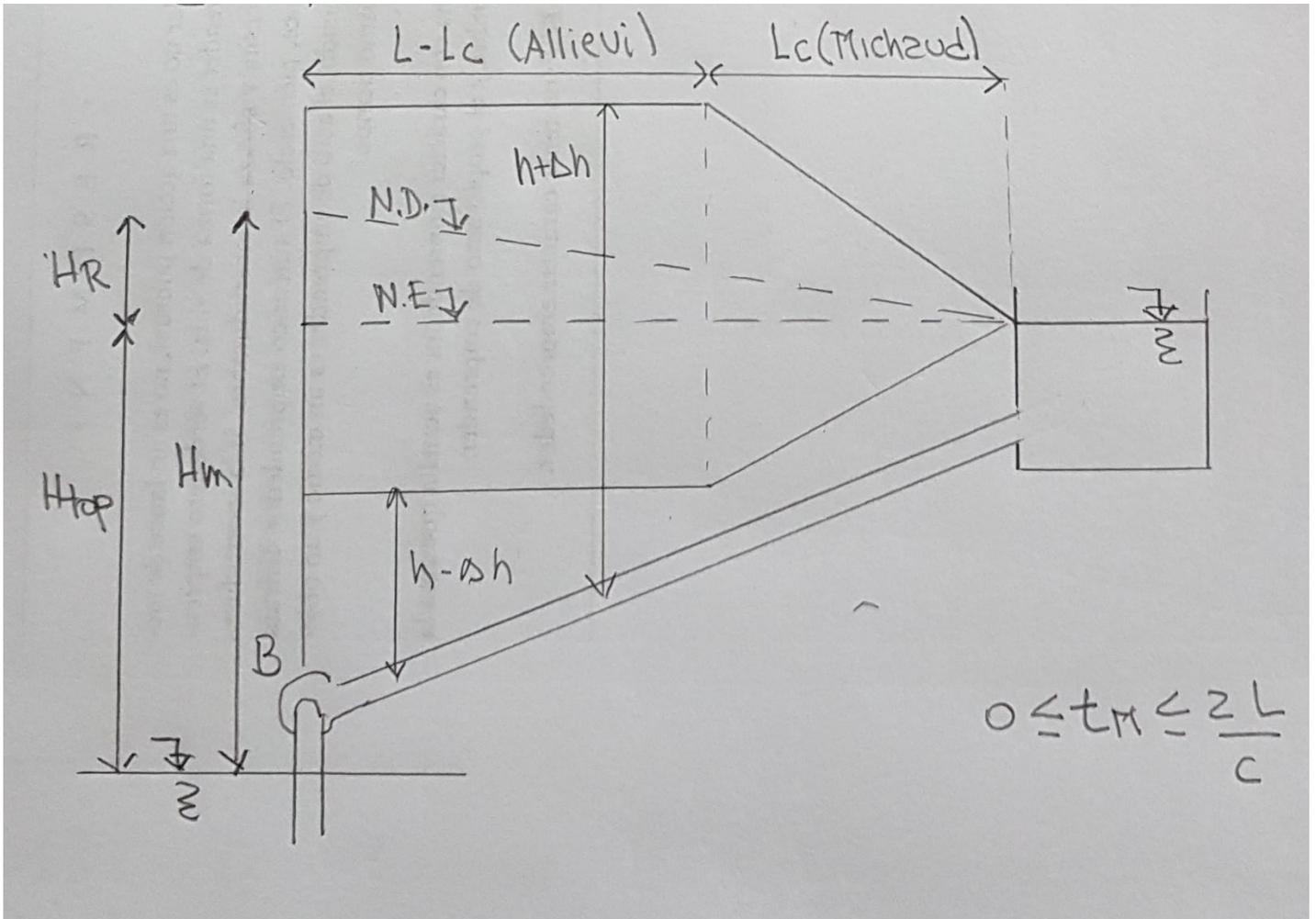
Parada Instantánea Total de Bombeo ($t_M = 0$)



Parada Lenta Total de Bombeo ($t_M > t_k = 2L/c$)

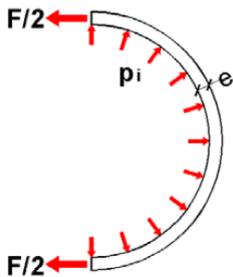


Parada Rápida Total de Bombeo ($0 < t_M < t_K = 2L/c$)



MÉTODOS PARA REDUCIR EL EFECTO DEL GOLPE DE ARIETE

Resistencia Mecánica



$$\frac{F}{2} \left[\frac{kg}{m} \right] = \sigma \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \Omega \left[cm^2 \right]$$

$$\Omega = e \quad F = p_i D \quad e = \frac{p_i D}{2\sigma}$$

$$P_{max} = \frac{2 e \sigma_{adm}}{D}$$

Cuando no se pueden resistir mecánicamente las sobrepresiones y depresiones en las tuberías (verificación de la Tensión de Trabajo), se suele apelar a reducirlas adecuadamente, utilizando los siguientes elementos:

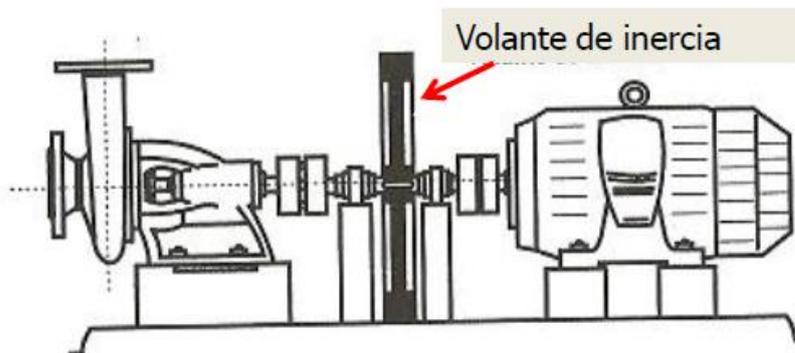
Cierre de Válvula de Impulsión

Consiste en programar los inicios y finalizaciones de los períodos de bombeo a válvula cerrada. La maniobra debe de ser lo suficientemente lenta como para no generar incrementos de presiones excesivos. Esto no protege contra detenciones por interrupciones imprevistas de la alimentación eléctrica.

Volante de Inercia

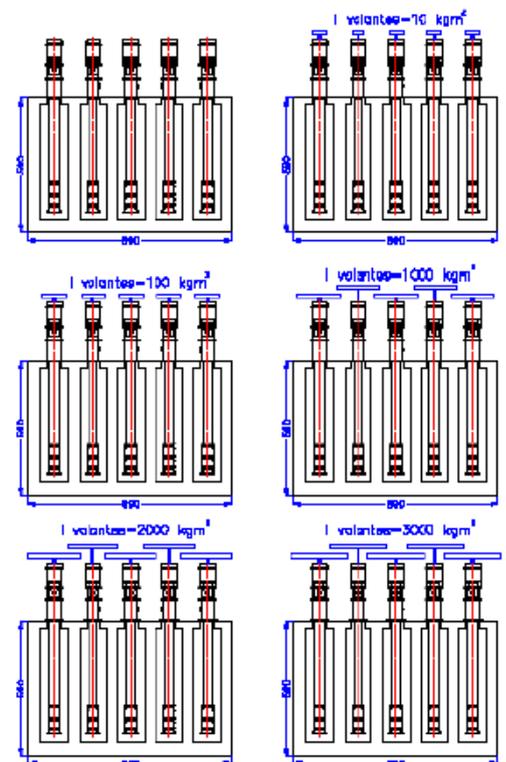
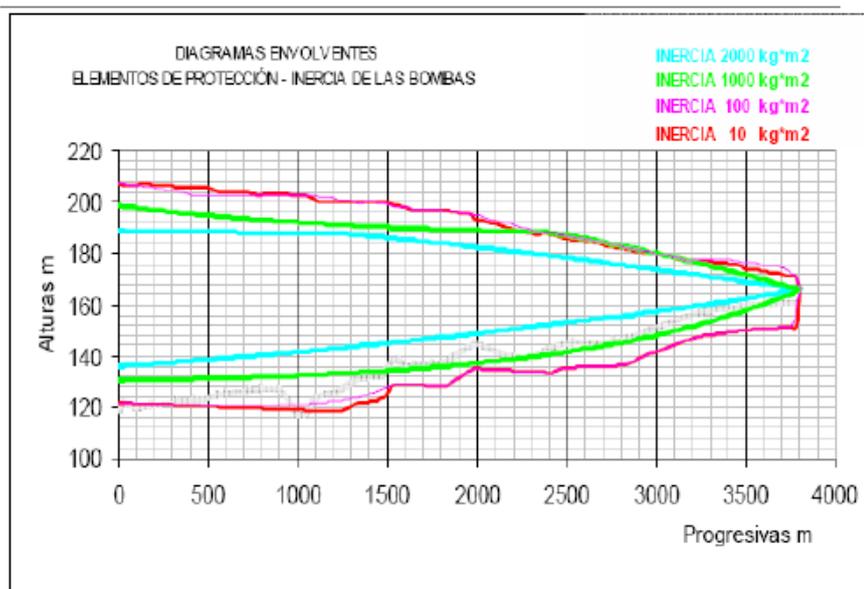
Es un Dispositivo de Protección Directa, pues interviene sobre el origen del problema, impidiendo el cambio brusco de velocidad, que generaría amplitudes peligrosas del efecto transitorio.

Consiste en incorporar a la parte rotatoria del grupo de impulsión un volante cuya inercia retarde la pérdida de revoluciones del motor y, en consecuencia, aumente el tiempo de parada de la bomba, con la consiguiente minoración de las sobrepresiones. Este sistema crea, por contraparte, una serie de problemas mecánicos, mayores cuanto mayor sea el peso del volante.



$$I = 0.5 \text{ m r}^2$$

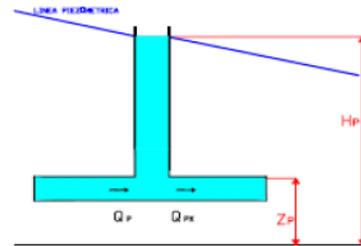
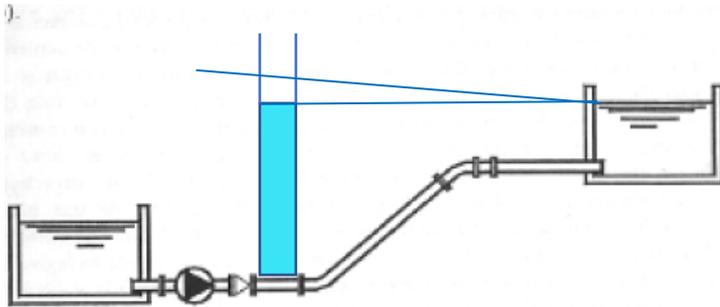
$$E_c = 0.5 I \omega^2$$



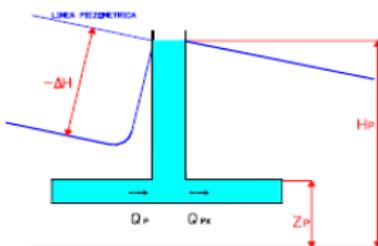
En general se requieren magnitudes de volantes con masa muy grande para lograr el comportamiento deseado.

Chimenea de Equilibrio

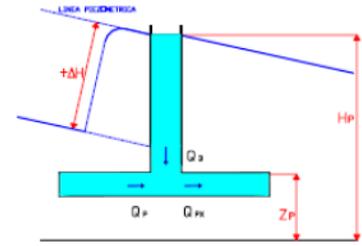
Consiste en una tubería de diámetro superior al de la tubería, colocada verticalmente y abierta en su extremo superior a la atmósfera, de tal forma que su altura sea siempre superior a la presión de la tubería en el punto donde se instala en régimen permanente. Este Dispositivo de Protección Indirecta facilita la oscilación de la masa de agua, eliminando la depresión de parada, por lo que sería el mejor sistema de protección si no fuera por aspectos constructivos y económicos, que lo tornan aplicable solamente en instalaciones de poca altura de elevación.



Si se produce una onda de depresión, ésta se traslada hasta la chimenea.



La onda incidente es reflejada totalmente por la chimenea de equilibrio, devolviendo una onda de sobrepresión que se resta a la onda negativa que inició sobre ella.



Agua abajo de la chimenea el fluido no presenta ningún efecto de golpe de ariete, hacia aguas abajo la chimenea teórica planteada cortó la transmisión del golpe de ariete.

Las principales ventajas que pueden considerarse son:

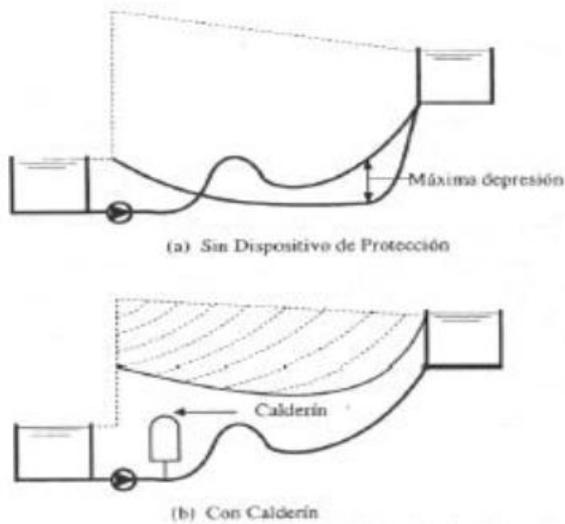
- Funcionan hidráulicamente, sin la necesidad de ningún elemento mecánico, por lo que no requiere de mantenimiento.
- No transmite los efectos de depresión aguas abajo de la instalación de la misma.
- Permite la evacuación del aire de la tubería tanto para el llenado, vaciado como en operación.

Las desventajas que se deben considerar pueden ser:

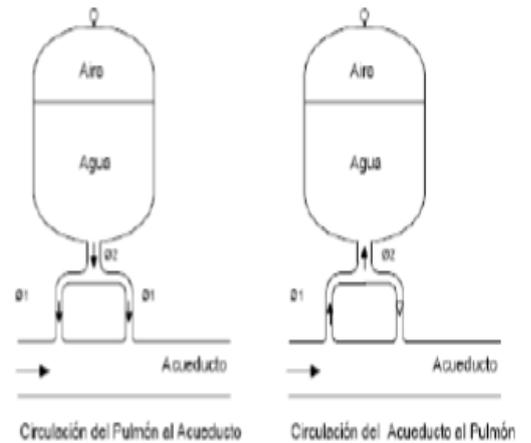
- La altura de la misma, ya que debe sobrepasar la altura de agua en régimen permanente y estático.
- Refleja la onda incidente, pudiendo producir una sobrepresión mayor que la que se produciría sin la colocación de la misma.

Balón de Aire (Calderín)

Este Dispositivo de Protección Indirecta consiste en un recipiente metálico parcialmente lleno de aire que se encuentra comprimido a la presión manométrica. Existen modelos en donde el aire se encuentra aislado del fluido mediante una vejiga, con lo que se evita su disolución en el agua. El calderín amortigua las variaciones de presión debido a la expansión del aire al producirse una depresión en la tubería y, posteriormente a la compresión, al producirse una sobrepresión en el ciclo de parada y puesta en marcha de una bomba. Su colocación se realiza aguas abajo de la válvula de retención de la bomba. Se instala en derivación y con una válvula de cierre para permitir su aislamiento.

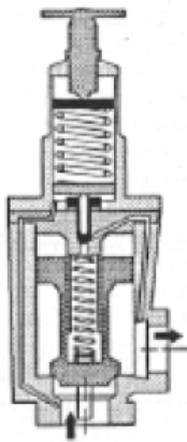


DIFERENCIACION ENTRE LAS CONEXIONES DE ENTRADA Y SALIDA



Válvulas de Alivio Rápido

Son dispositivos que permiten de forma automática y casi instantánea la salida de la cantidad necesaria de agua para que la presión máxima en el interior de la tubería no exceda un valor límite prefijado. Suelen proteger una longitud máxima de impulsión el orden de 2 km. Los fabricantes suelen suministrar las curvas de funcionamiento de estas válvulas, hecho que facilita su elección en función de las características de la impulsión.



Controla solamente la sobrepresión, porque fijan la máxima presión al abrirse a la atmósfera y dejar que se erogue el caudal.

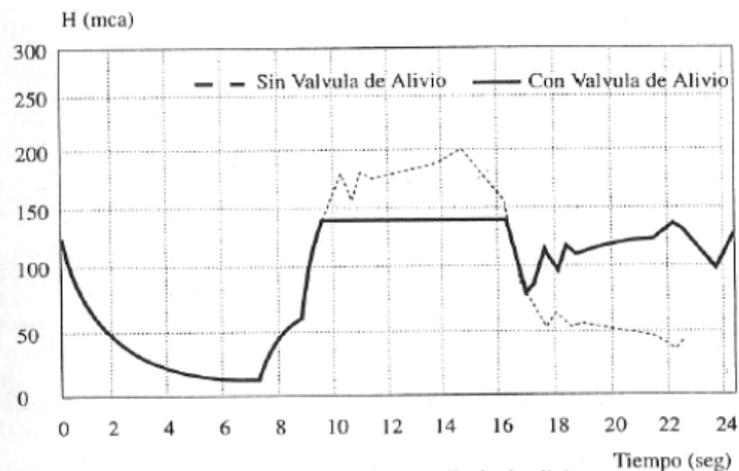
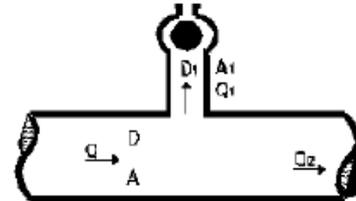


Figura 11.22 Acción de una válvula de alivio.

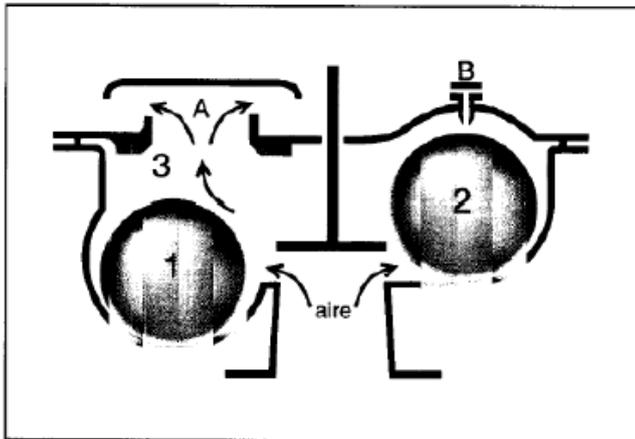
Válvulas de Aire (Ventosas)

Dependiendo de su función, permiten la eliminación del aire acumulado en el interior de la tubería, admisión de aire cuando la presión en el interior es menor que la atmosférica y la eliminación del aire que circula en suspensión en el flujo bajo presión.

VÁLVULAS DE AIRE



Funcionamiento



Expulsión de aire

$$\Delta\left(\frac{p}{\gamma}\right) = Q_1 \frac{2a_1}{g\left(A_1 + \frac{2Aa_1}{a}\right)}$$

Q_1 = caudal de llenado

A : sección, a : celeridad

Sobrepresión por cierre brusco de la válvula de aire: aumenta con el caudal de llenado y depende de la relación de áreas y celeridades de las tuberías (afecta el tramo donde está ubicada la válvula)

La ventosa 3 funciones está constituida por 2 purgadores:

- un purgador de gran orificio → funcionamiento a muy baja presión,
- un purgador de pequeño orificio → funcionamiento como purgador clásico.

El purgador de gran orificio ($\varnothing = DN$) permite la evacuación del aire con gran caudal a baja presión y la entrada de aire tras la puesta en depresión.

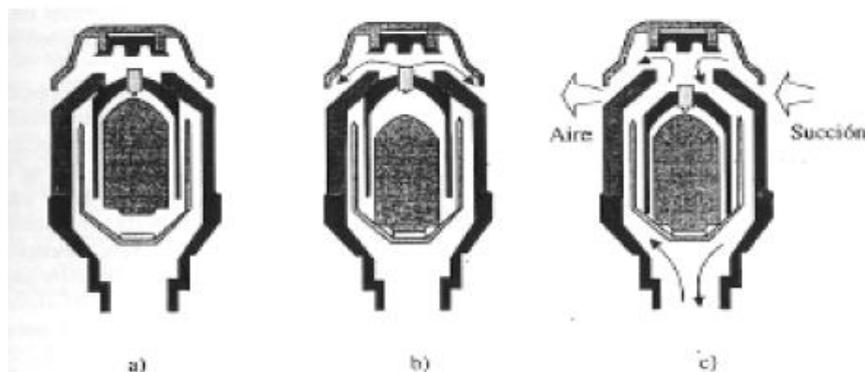


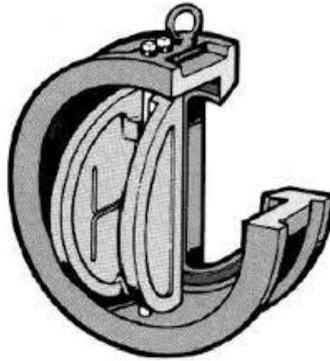
Figura 11.20 Principio de funcionamiento de una ventosa para control de transitorios

- Con $P_1 > P_a$ y la tubería llena de agua
- Con $P_1 > P_a$ y la tubería llena de aire
- Con $P_1 < P_a$

Válvulas de Retención

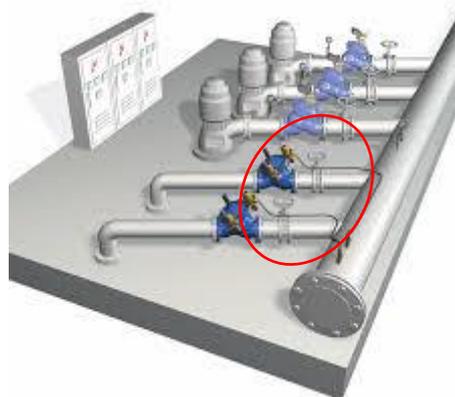
Estas válvulas funcionan de manera que sólo permiten el flujo de agua en un sentido, por lo que también se conocen como *válvulas anti-retorno*. Entre sus aplicaciones se puede señalar:

- En impulsiones, a la salida de la bomba, para impedir que ésta gire en sentido contrario, proteger la bomba contra las sobrepresiones y evitar que la tubería de impulsión se vacíe.
- En impulsiones, en tramos intermedios para seccionar el golpe de ariete en tramos y reducir la sobrepresión máxima.

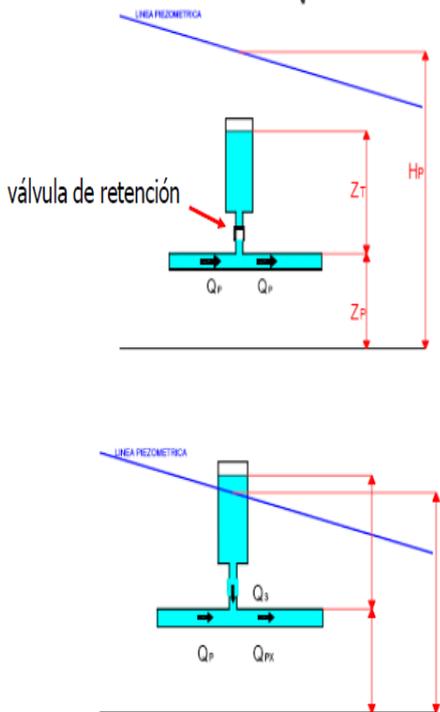


Válvulas Anticipadoras de Onda

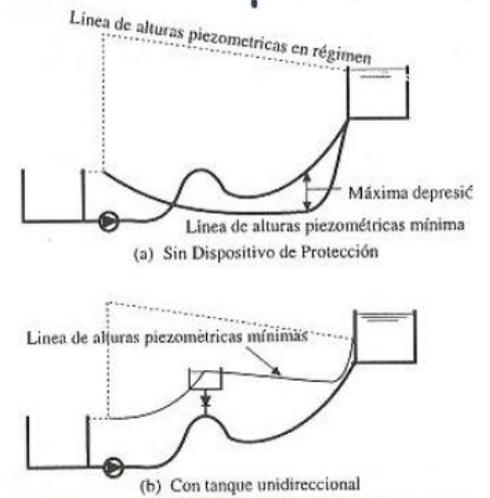
Estas válvulas están diseñadas para que se produzca su apertura en el momento de parada de la bomba y cuando se produce la depresión inicial, de tal forma que cuando vuelva a la válvula la onda de sobrepresión, ésta se encuentre totalmente abierta, minimizando al máximo las sobrepresiones que el transitorio puede originar. La válvula se cierra con suavidad y herméticamente en cuanto lo permite la función de alivio, evitando la onda de cierre. Algunas también alivian las presiones en el sistema, cuando éstas se elevan por encima de un máximo predefinido. Se instalan fuera de la línea, y su operación es hidráulica accionada por diafragma.



Cámaras o Tanques Unidireccionales



Se abre la válvula de retención cuando la presión local en la conexión a la tubería es menor a la presión en el tanque



La cámara unidireccional actúa por el descenso de la piezométrica debido a una onda de depresión que se genera en el acueducto.

Las características principales son:

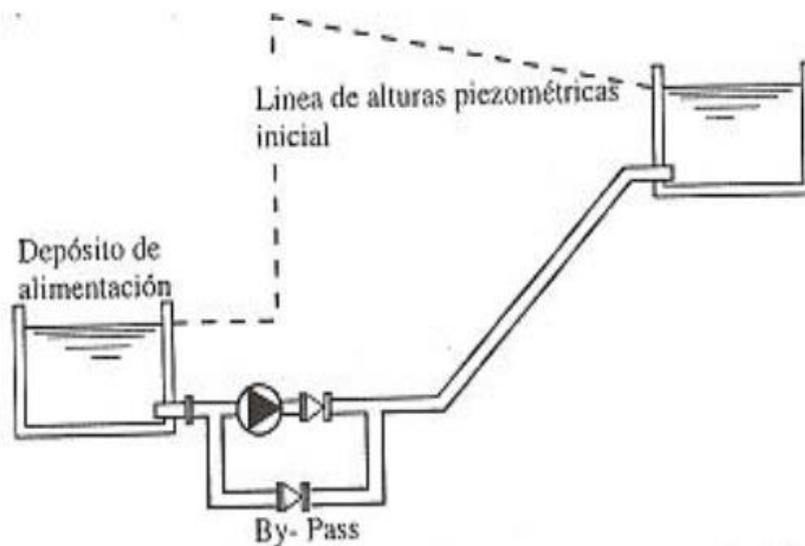
Deja pasar parte de la onda.

Refleja hacia agua arriba, una onda positiva de menor amplitud que si se reflejase toda la onda.

Puede tener una altura baja, pues no llega hasta el valor de la piezométrica en régimen permanente.

Requiere mantenimiento de las válvulas (retención y flotante) y el agua se encuentra estancada durante el tiempo que no se usa el tanque.

Dispositivos de By- Pass



Provee agua a la impulsión desde el depósito

La válvula de retención se abre cuando se produce la depresión

OPERACIONES QUE ORIGINAN TRANSITORIOS EN CONDUCCIONES A PRESIÓN

OPERACIONES PROGRAMADAS

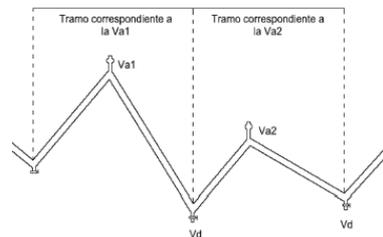
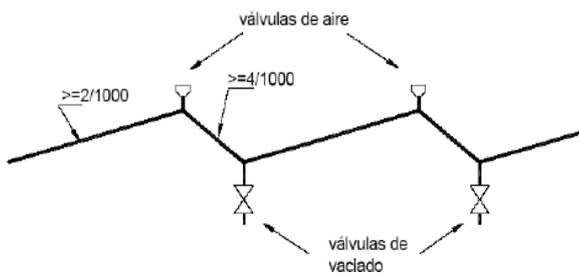
- Vaciado y llenado de conducciones
- Cambios en la operación de la bomba por variación de n
- Cierre y apertura de válvulas reguladoras de caudal y de corte
- Entrada en servicio de una bomba
- Salida de servicio de una bomba

OPERACIONES NO PROGRAMADAS

- Salida de operación de una bomba o EB por corte de energía

Problemas a prevenir:

- Depresiones excesivas (aplastamiento – cavitación)
- Sobrepresiones excesivas
- Ingreso de aire sin control (y consecuentes sobrepresiones por compresión del volumen de aire atrapado)
- Solicitaciones dinámicas
- Inversión del giro de la bomba



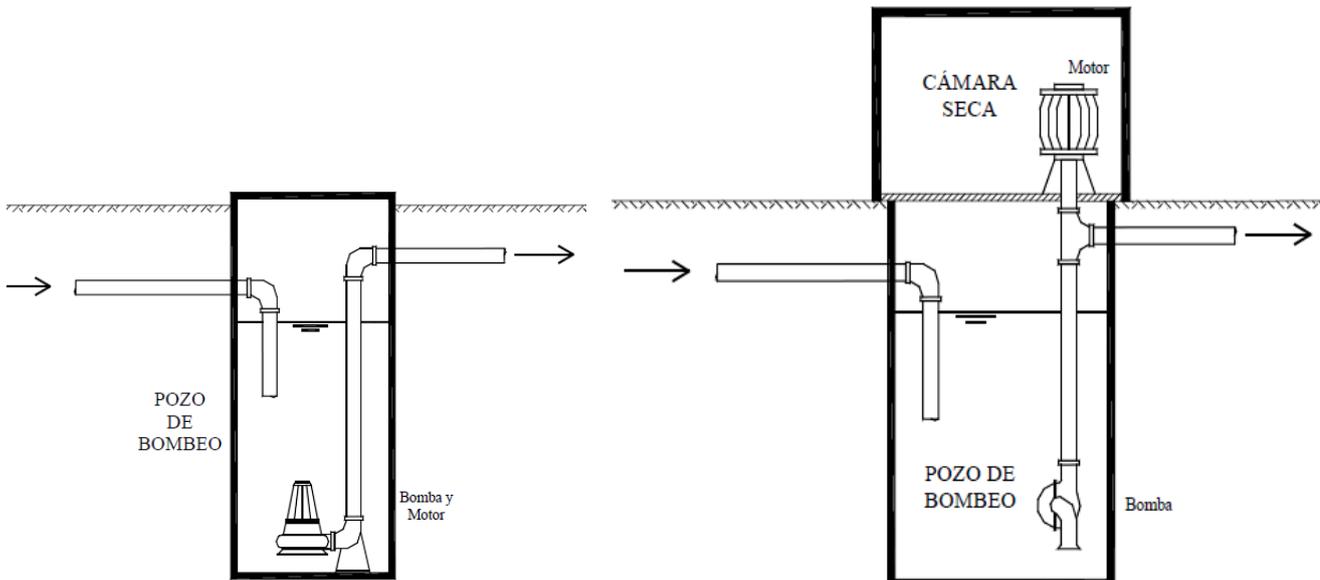
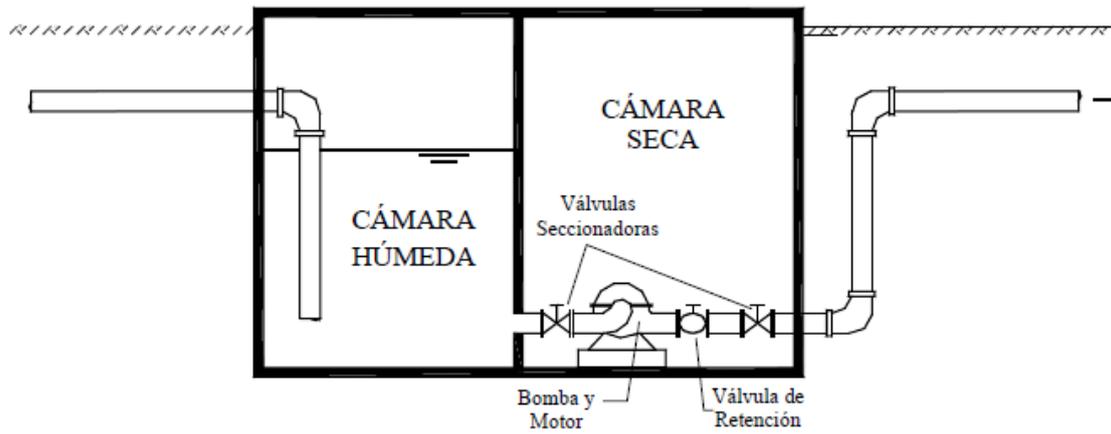
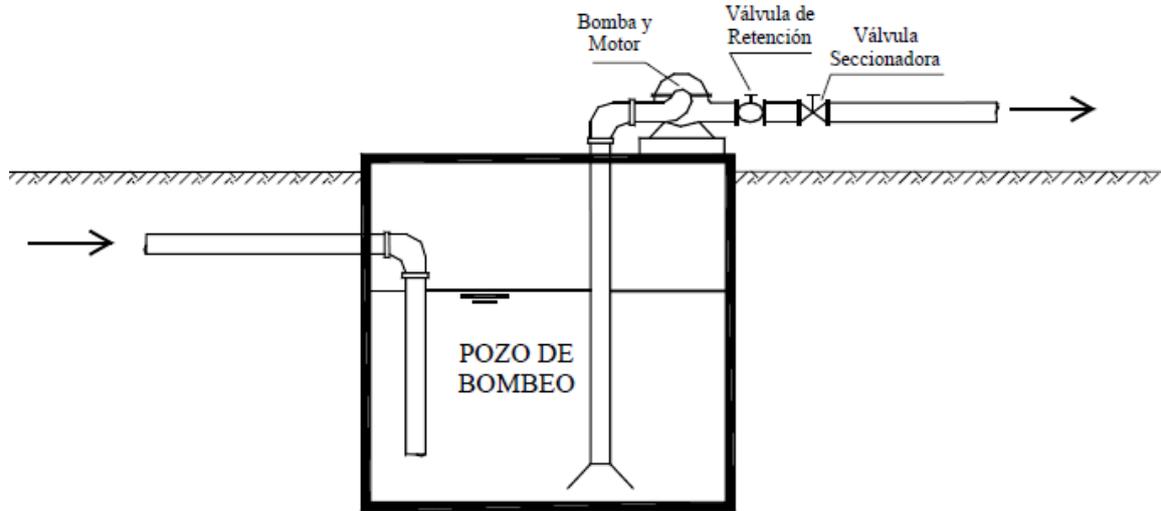
PROCEDER AL CORRECTO:
DIMENSIONADO DE VÁLVULAS DE DESAGÜE Y DE AIRE
CÁLCULO DEL TIEMPO DE LLENADO (CAUDAL MÁXIMO)

•Vaciado y llenado de conducciones

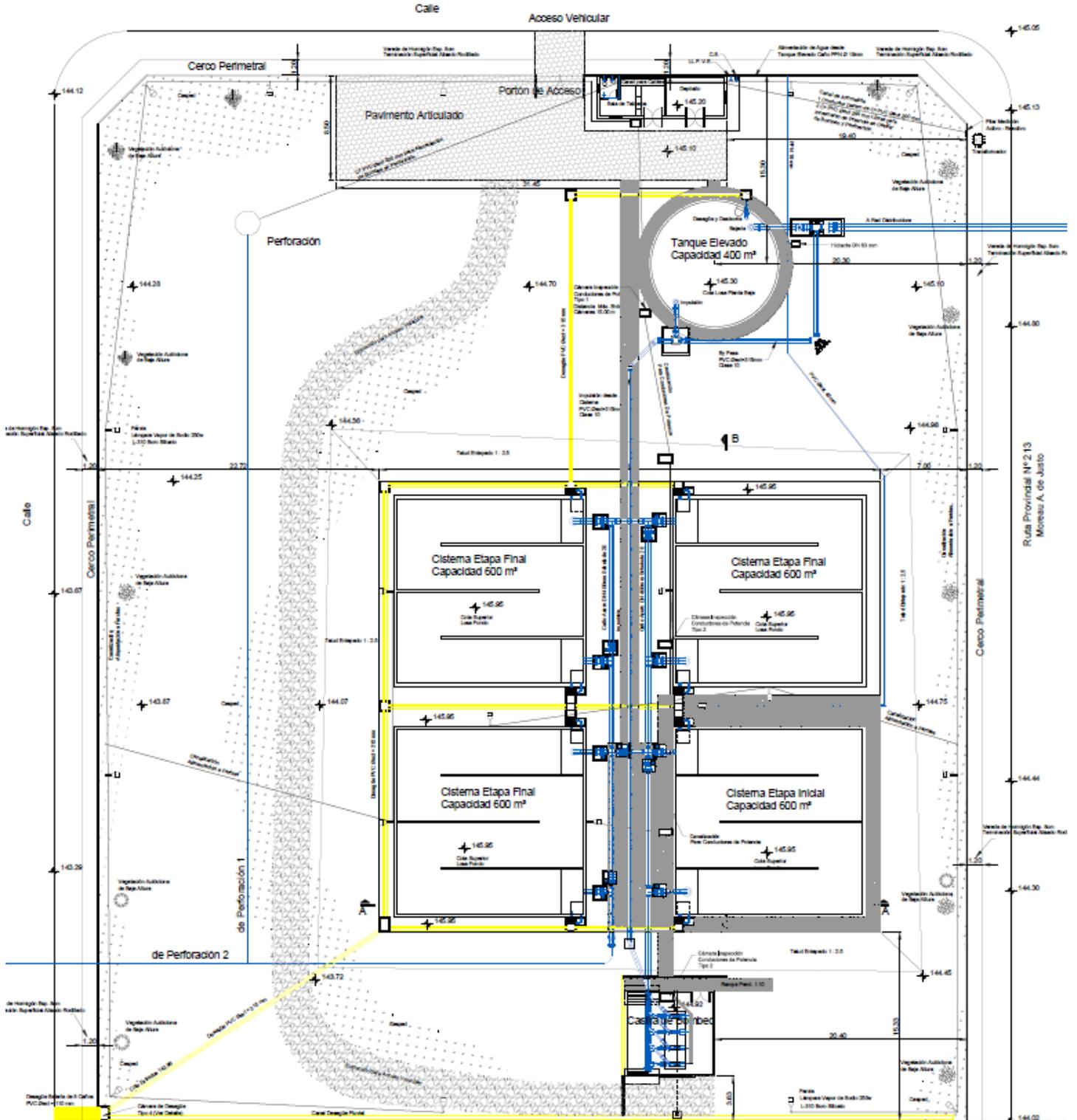
RESUMEN DE LOS TIPOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS DISPOSITIVOS DE PROTECCIÓN

DISPOSITIVO	FINALIDAD	CONDICIONES USO	COMENTARIOS
Calderines de aire.	- Limitar sobrepresiones y depresiones.	- Más eficaz en perfiles cóncavos.	- Muy importante el estudio de las condiciones de entrada/salida. - Muy eficaz pero con elevado costo. - Según tipo, exige mantenimiento.
Chimeneas de equilibrio.	- Limitar sobrepresiones y depresiones.	- Proteger tuberías o tramos uniformes y de escasa pendiente. - Perfil uniforme o convexo.	- En el punto de instalación la presión debe ser muy pequeña para una altura discreta en el tanque.
Tanques unidireccionales	- Limitar depresiones en puntos altos.	- Perfil convexo. - $(aV_a/gh) > 1$ (siendo h la altura en la sección del tanque).	- Muy eficaces y sencillos en determinadas instalaciones. - Instalaciones de dispositivo de llenado.
By-pass.	- Limitar depresiones. - Paliar las limitaciones de válvulas de retención a lo largo de la conducción.	- Perfil tubería cóncavo.	- Exige que las bombas aspiren en carga. - Se complementa muy bien con válvulas de alivio.
Válvulas de alivio.	- Limitar sobrepresiones (lo hacen de forma eficaz).	- Deben responder con una rápida apertura y un cierre lento. - Elevada altura de bombeo H_m . - Perfiles cóncavos.	- Conllevan en ocasiones pérdida de agua. - Exigen mantenimiento. - Pueden también instalarse a lo largo de la conducción.
Ventosas.	- Protegen puntos altos de la tubería de las depresiones.	- Se instalan en conductos de perfil muy irregular.	- Importante que funcionen correctamente. - Exigen un mantenimiento. - Necesidad de adecuada caracterización. - A instalar junto a los máximos relativos de la conducción.

BOMBEO DE AGUAS CRUDAS, POTABILIZADAS, CLOACALES, PLUVIALES, DE RIEGO, ETC.

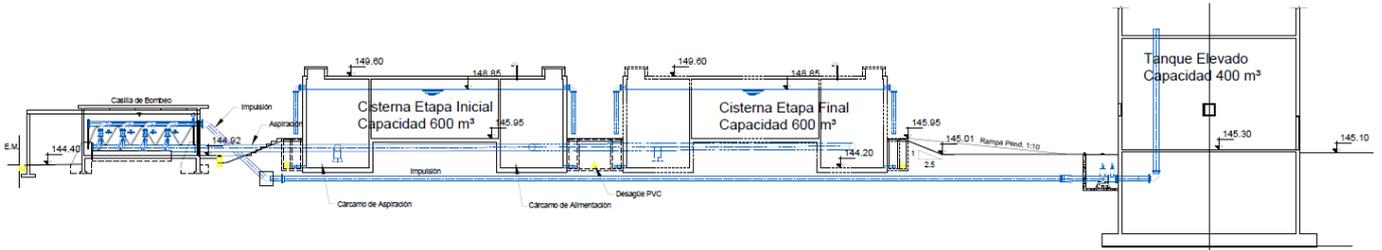


ESTACIÓN DE BOMBEO DE AGUA POTABLE (EBAP)

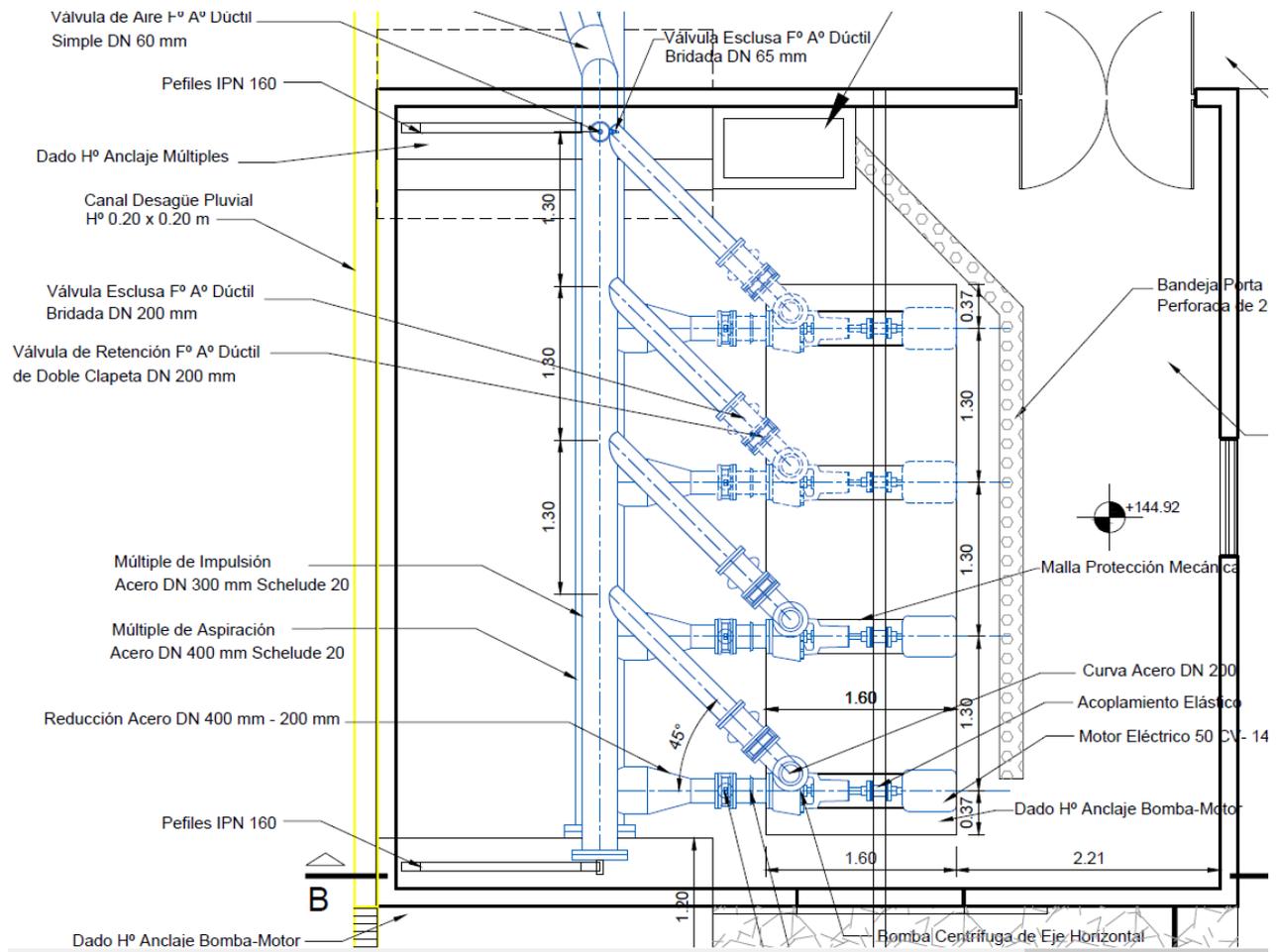


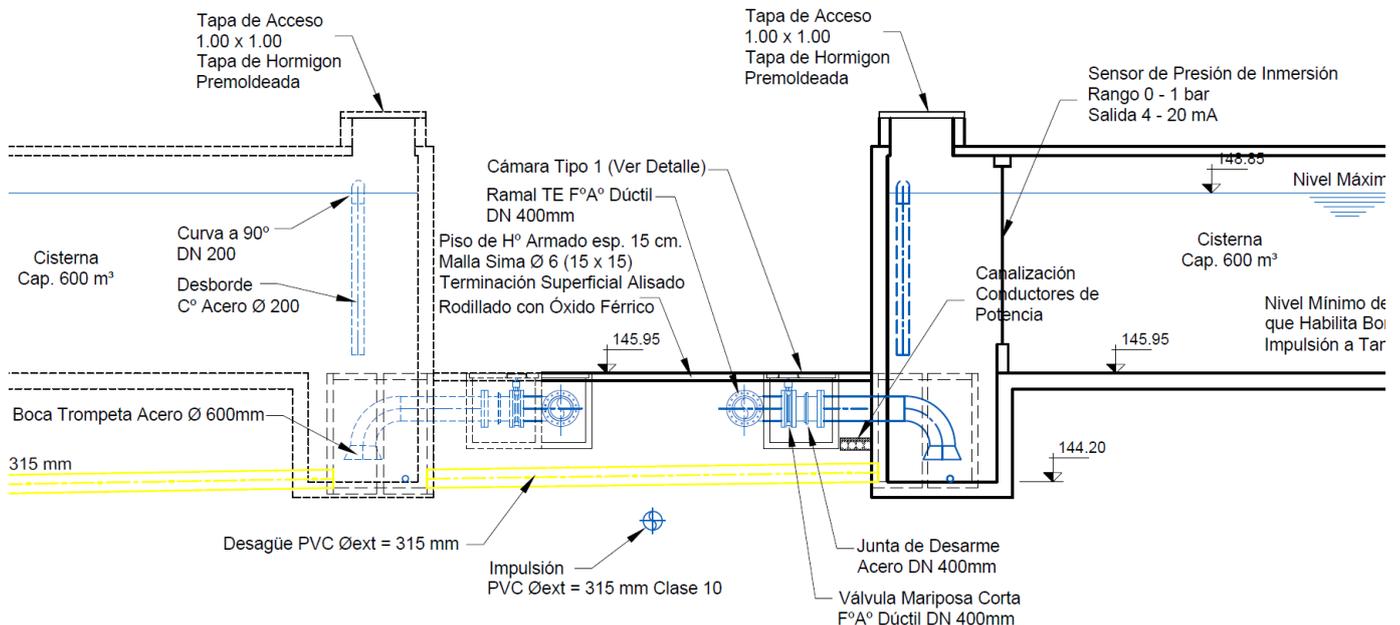
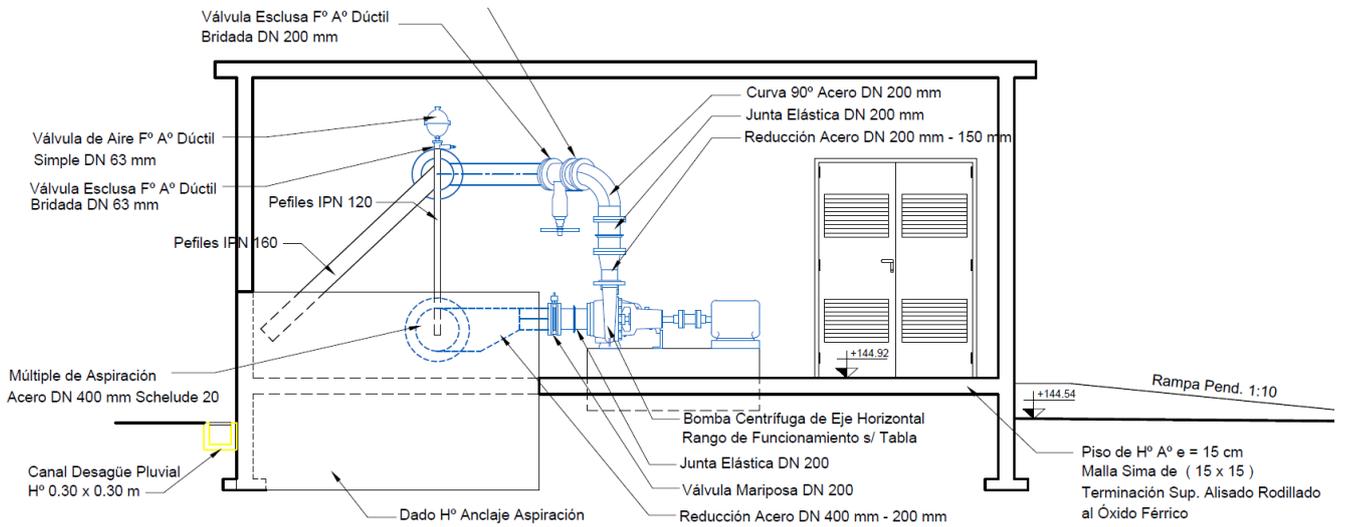
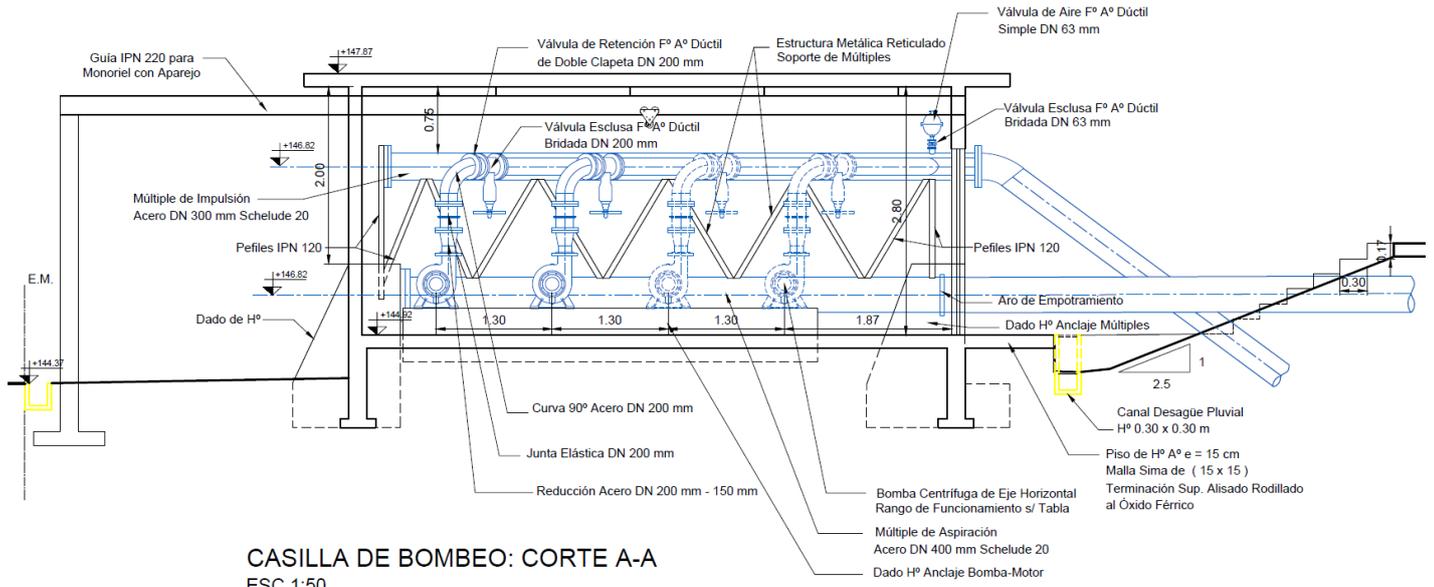


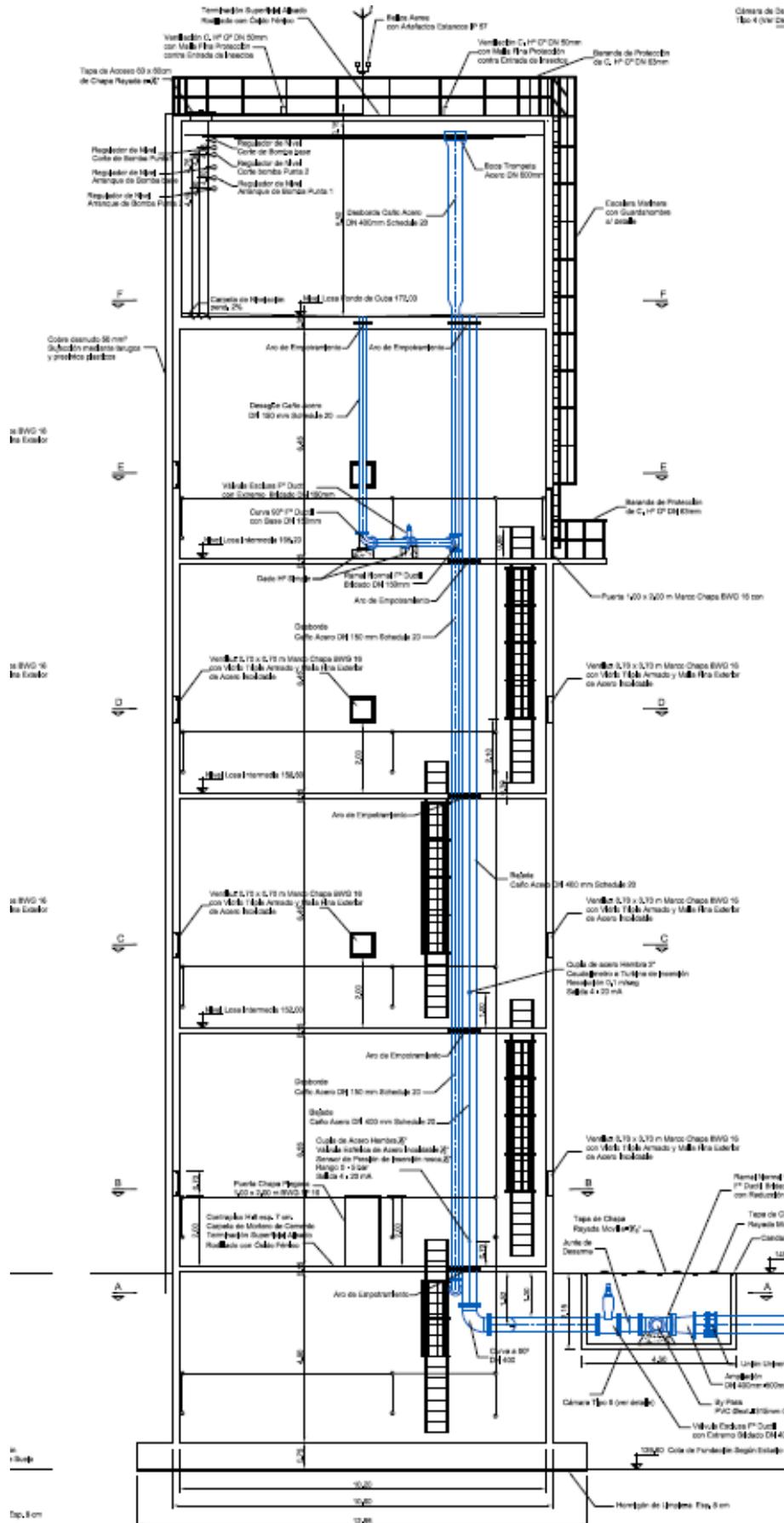
CORTE A-A



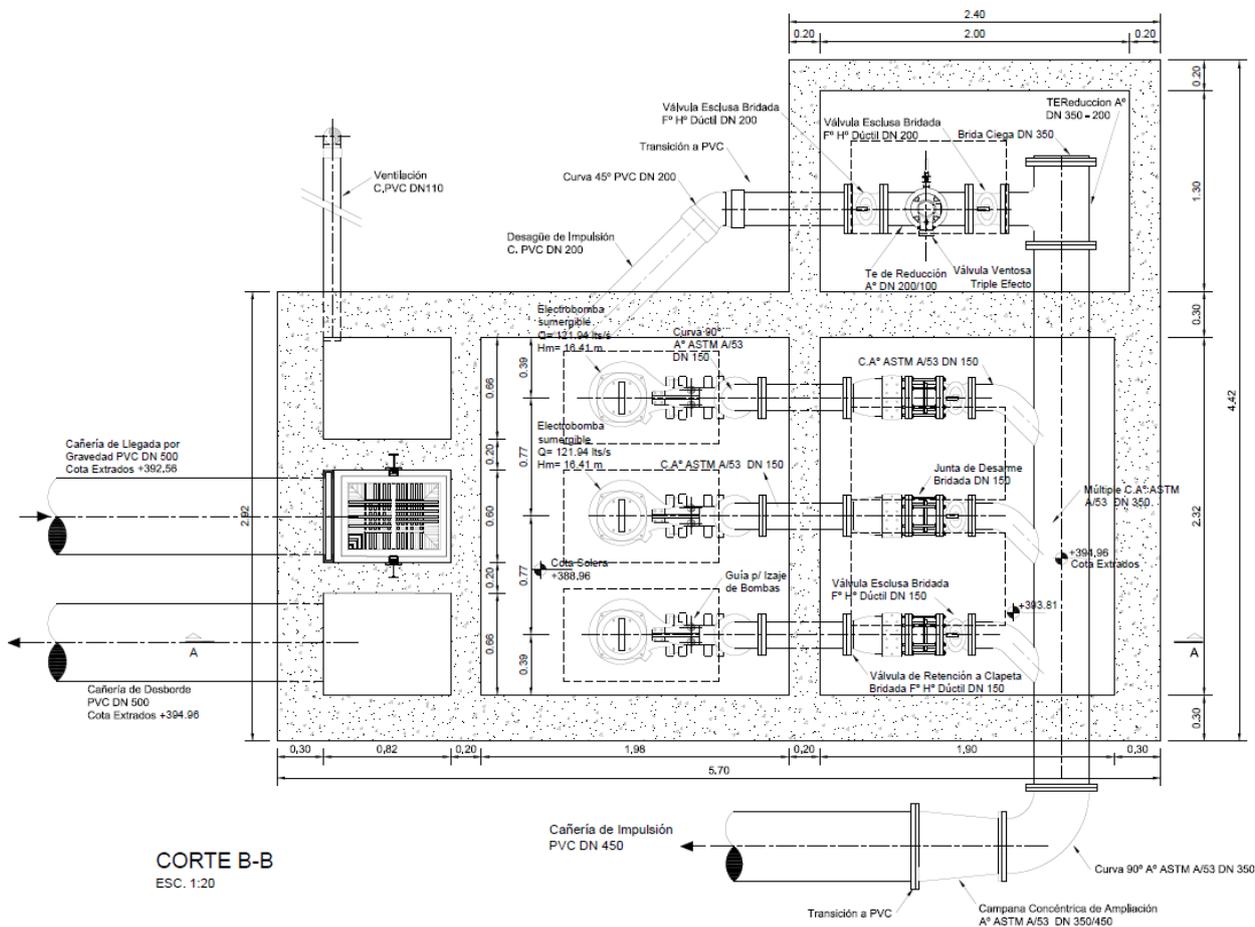
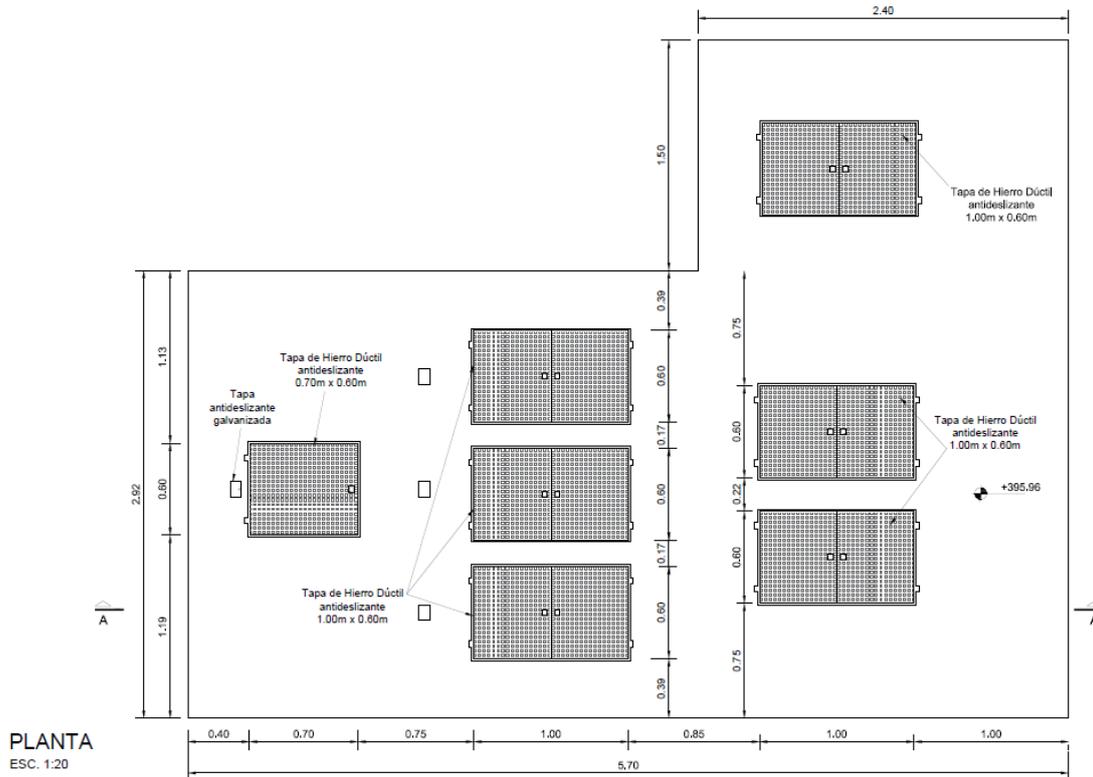
CORTE B-B

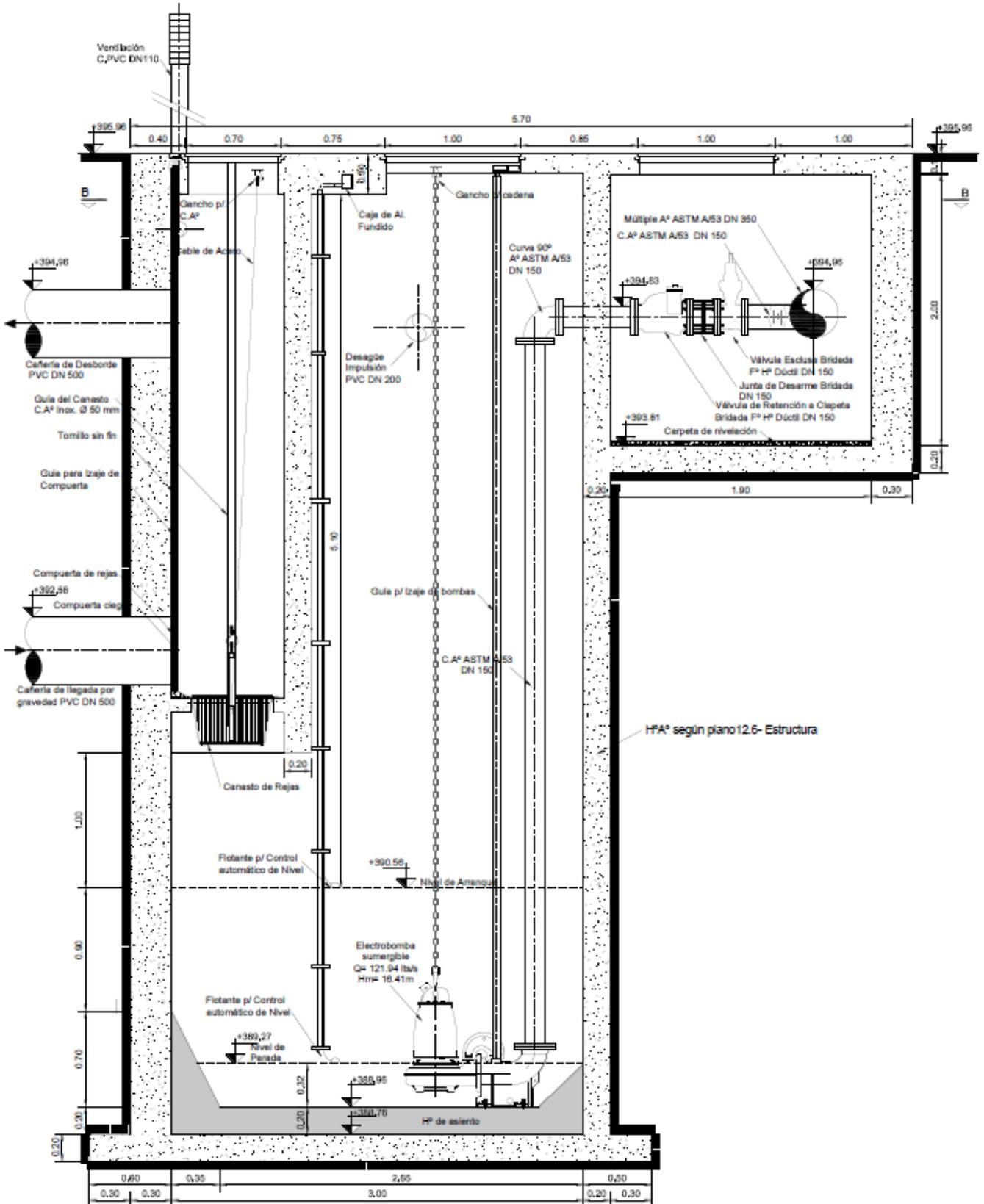




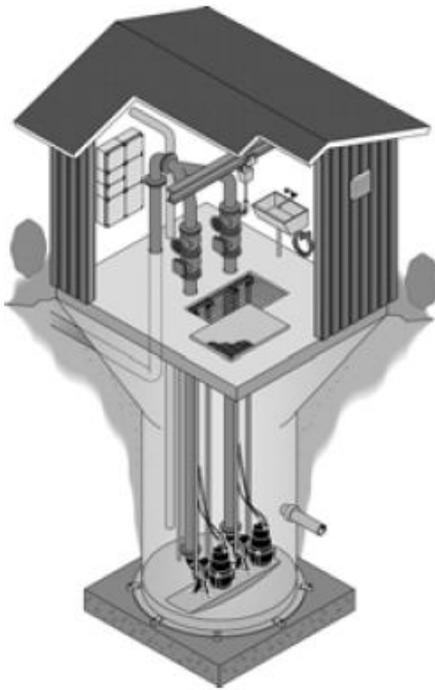


ESTACIÓN DE BOMBEO DE AGUAS CLOACALES (EBAC)

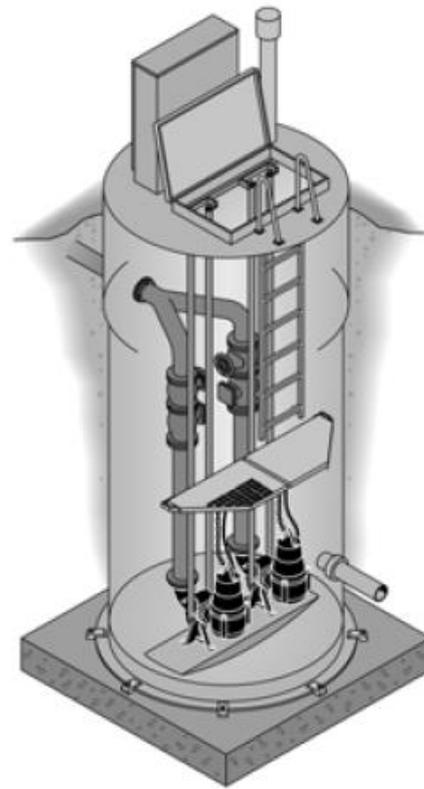




CORTE A-A
ESC. 1:20



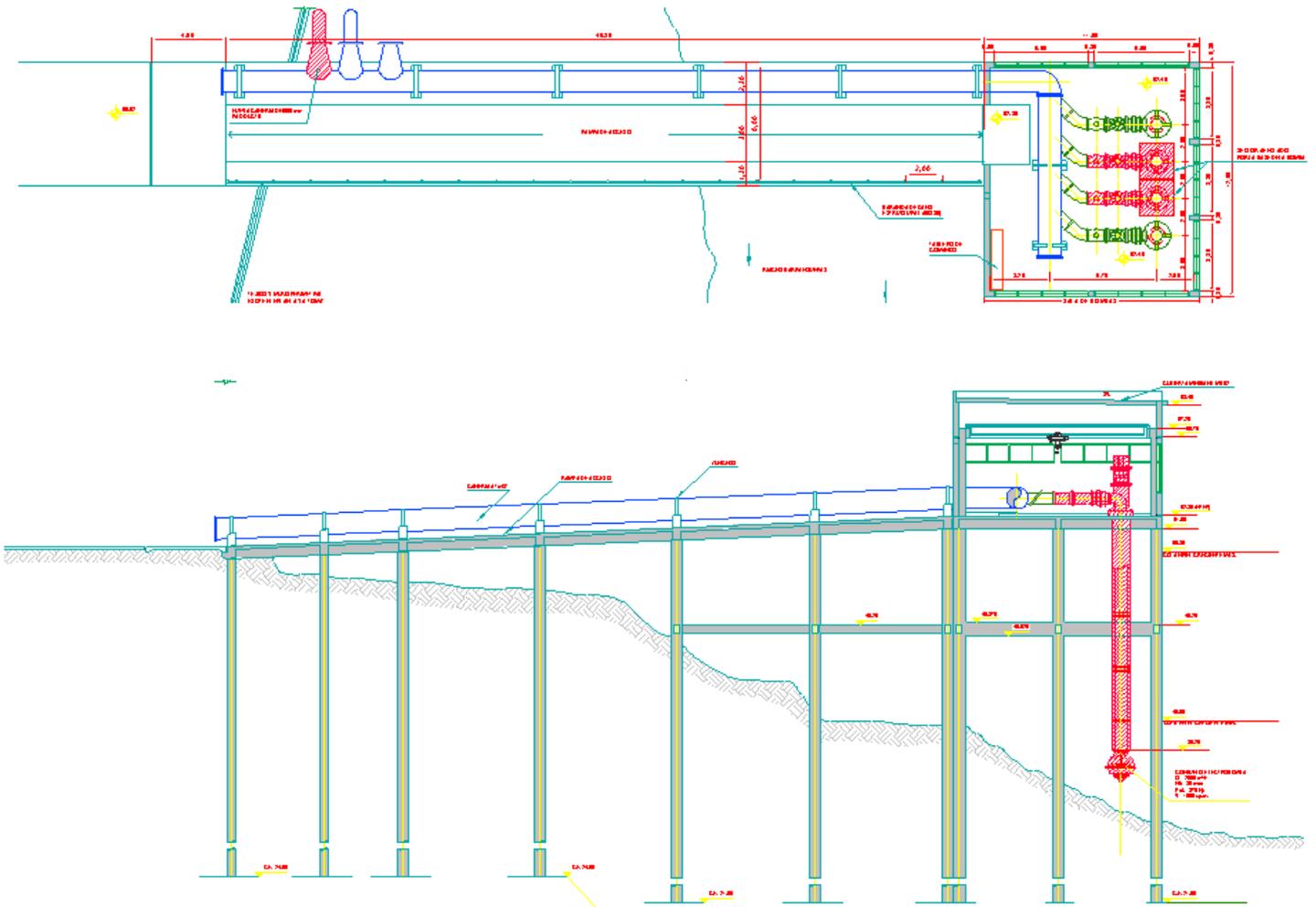
Estación de bombeo prefabricada con caseta de servicio en el exterior. El collar de la fosa húmeda sirve de cimentación para la caseta.



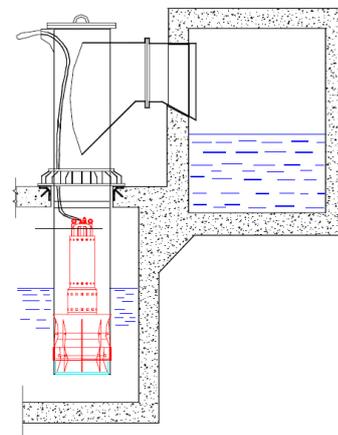
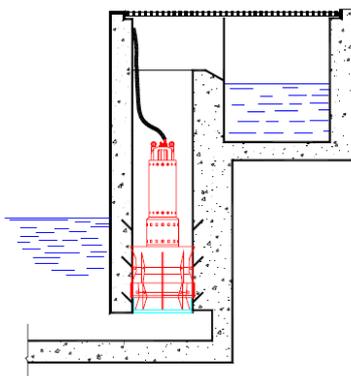
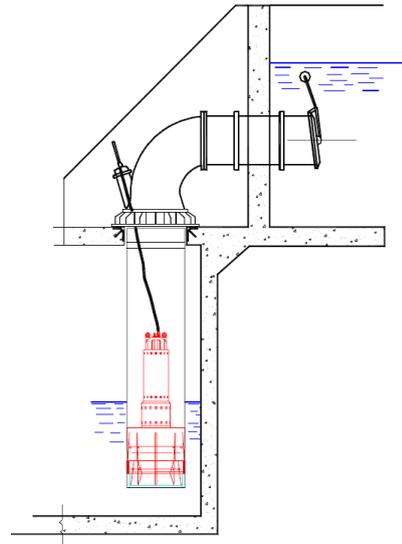
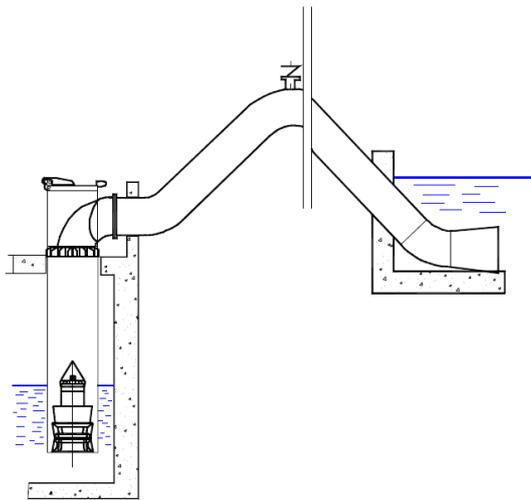
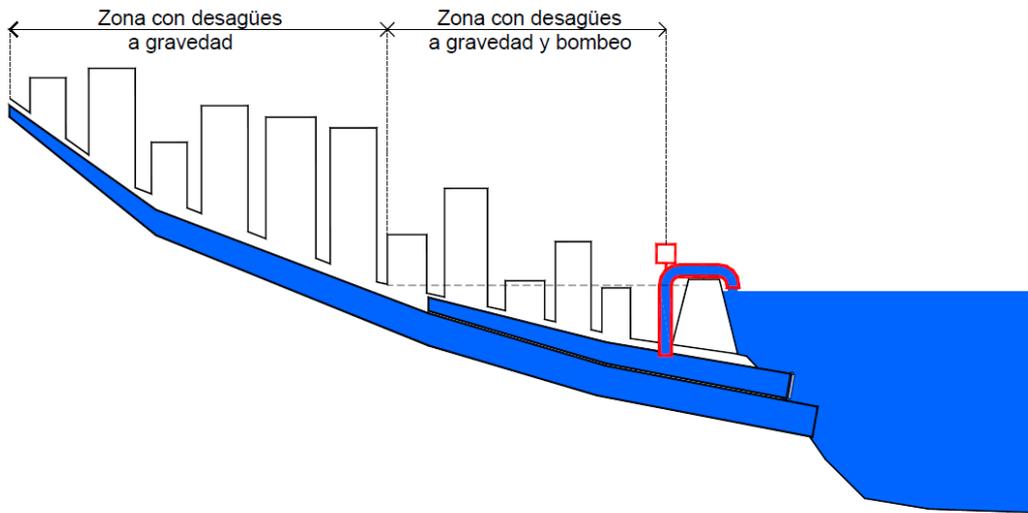
Típica estación de bombeo prefabricada. La fosa húmeda está completa con plataformas de trabajo plegables para acceso a válvulas y mantenimiento.

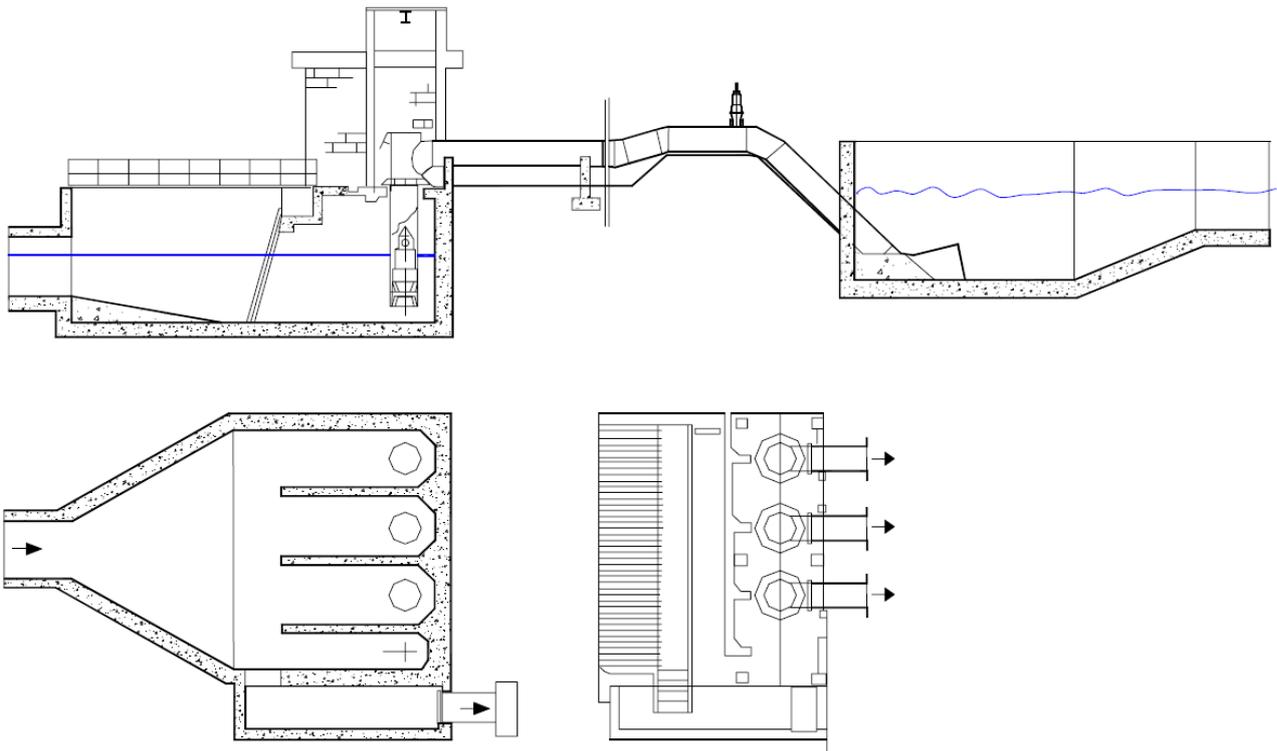
BOMBEO DE AGUA CRUDA





BOMBEO DE AGUAS PLUVIALES





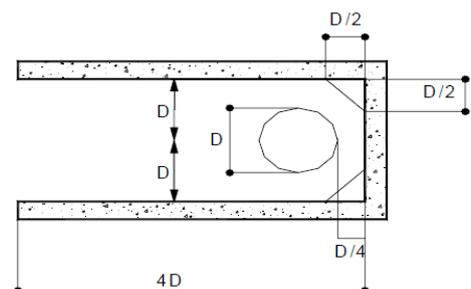
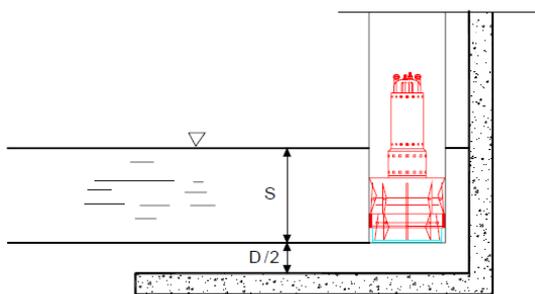
RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO DE INSTALACIONES Y CÁRCAMOS DE BOMBEO

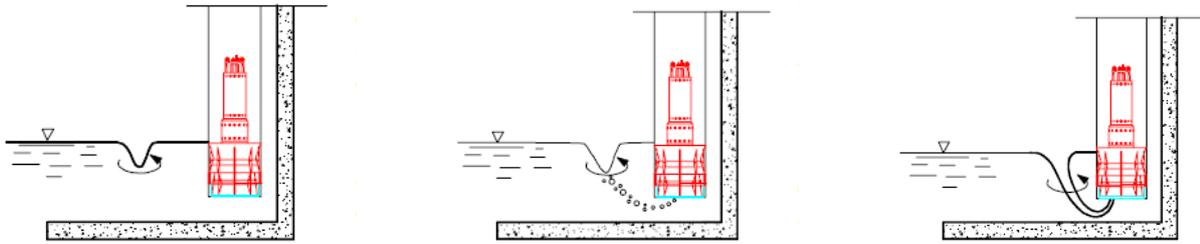
Sumergencia

La sumergencia mínima de la aspiración de la bomba debe seleccionarse, como se ha dicho, con la intención de evitar tanto la formación de vórtices como la cavitación. El nivel del suelo de la dársena está dictado, por ende, no solamente por el mínimo nivel de agua en la succión sino también por el requerimiento mínimo de sumergencia.

Vorticidad

Al margen de la cavitación, al diseñar estaciones de bombeo se debe tener especial cuidado en el posicionamiento de las unidades de bombeo y de las paredes divisorias en relación con las condiciones de entrada con igual consideración dada a las dimensiones y la geometría de las dársenas individuales de cada bomba.





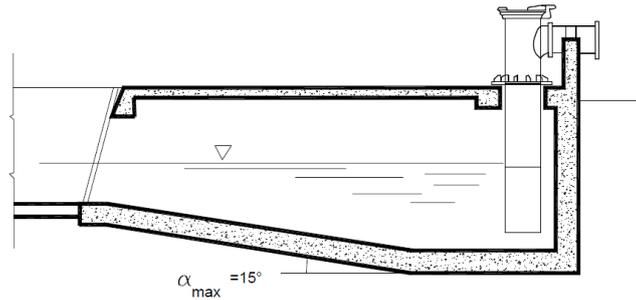
Los resultados experimentales indican que los parámetros que tienen mayor influencia en la formación de vórtices en el rodete de una bomba son principalmente la sumergencia, el gasto y la prerrotación del fluido en la aspiración de la bomba.

Una dársena correctamente diseñada debe minimizar el riesgo de desarrollo de vórtices y de entrada de aire mientras, por razones económicas, debe limitar la sumergencia en la aspiración y las dimensiones generales. En particular, deben considerarse los siguientes puntos:

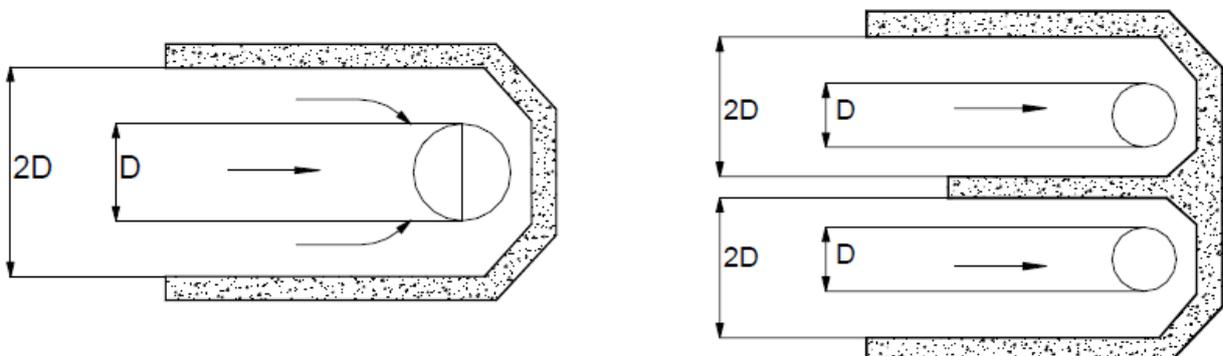
1. La distribución de la velocidad del canal de aproximación debe ser simétrica
2. Los efectos de las perturbaciones del escurrimiento generadas por las variaciones en el nivel del agua, en el gradiente del suelo y las obstrucciones en el escurrimiento, deben ser disipadas tan lejos como sea posible de la aspiración de las bombas
3. Las regiones de estancamiento deben ser eliminadas por el relleno con hormigón
4. El valor máximo de la velocidad media en el canal de aproximación aguas arriba de la bomba debe estar limitada entre 0,3 y 0,5 m/s
5. Es aconsejable perfilar obstrucciones en la dársena adyacentes a las bombas, tales como paredes de separación y pilares, para minimizar la generación de vórtices.

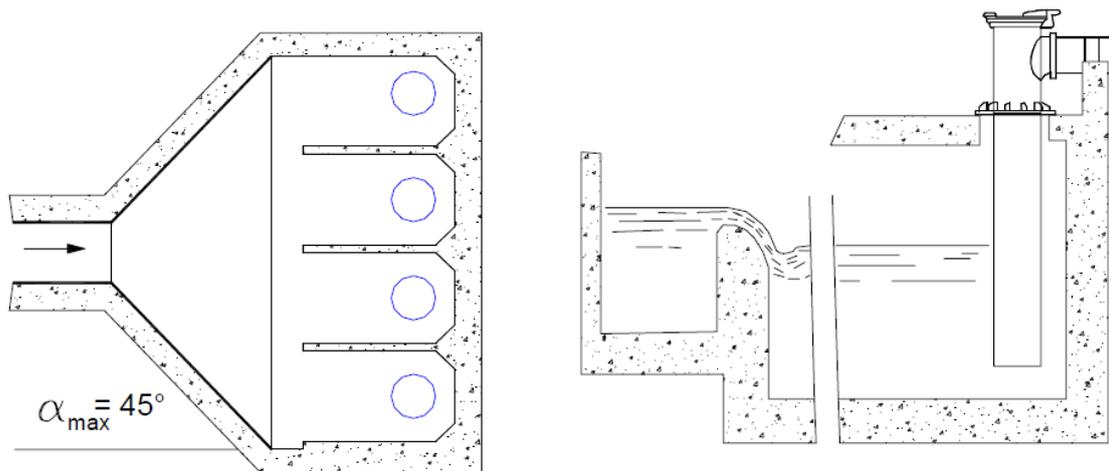
Las dimensiones recomendadas para los canales de aproximación o las dársenas son las siguientes:

6. Ancho: $2D$
7. Longitud: $4D$
8. Ángulo del relleno de las esquinas de las dársenas: 45° , con un lado igual a $D/2$
9. óptima posición de la conducción de descarga de la bomba es igual a $D/4$ desde la pared de atrás con una distancia respecto del fondo de $D/2$
10. La transición desde la entrada a la estación al fondo de la dársena debajo de la bomba debe ser tan gradual como sea posible para evitar la entrada de aire y la turbulencia, con pendiente del fondo máxima recomendada de 15° y preferida de entre 6° y 8°



11. Cambios pronunciados en la dirección en la entrada a la estación -especialmente quiebres a 90° - debe ser evitados del mismo modo que las descargas libres hacia la superficie libre de las dársenas y las grandes obstrucciones en el canal de aproximación a las bombas
12. Debe evitarse la instalación en línea de las bombas debido a los efectos nocivos de las estelas de vórtices generadas aguas abajo de las bombas de adelante, que son conducidos a las de atrás
13. A fin de asegurar una distribución uniforme de agua hacia todas las bombas debe evitarse una expansión brusca del escurrimiento en la entrada a la estación. El semiángulo preferido de la transición es 25° , con un valor máximo de 45° , mientras que otras referencias especifican un ángulo máximo de 20°
14. Donde existan condiciones pobres de ingreso a la estación de bombeo (por ejemplo, donde hay una alta velocidad de entrada a ángulos rectos hacia las líneas centrales de las celdas), deberán construirse paredes de guía a la entrada para distribuir y controlar uniformemente el escurrimiento hacia cada una de las bombas. Donde ello sea impracticable, una alternativa posible es la de proveer un vertedero lateral a lo largo del ancho completo de la dársena a la entrada. Debe tenerse especial consideración, sin embargo, a la longitud de la dársena necesaria para evitar la ingestión excesiva, por las bombas, del aire introducido sobre este vertedero.





COMPILADO DE:

- Clases de Hidráulica Aplicada - FI - UNaM
- “Clases de Maquinas Hidráulicas y Aprovechamiento Hidroeléctrico” - Roberto Cotta - CEILP
- “Clases de Máquinas Hidráulicas” - FI - UNLP
- “Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones - Viejo Zubicaray - Limusa
- “Principios Básicos para el Diseño de Instalaciones de Bombas Centrifugas” - Sterling
- “Aprovechamiento de los Recursos Hídricos y Máquinas Hidráulicas” - FI - UNLP
- “Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas” - Claudio Mataix - Harla
- “Turbomáquinas Hidráulicas” - Claudio Mataix - ICAI
- <https://youtu.be/zowQiteQL2I>
- <https://youtu.be/jGN4l6f6xc8>