

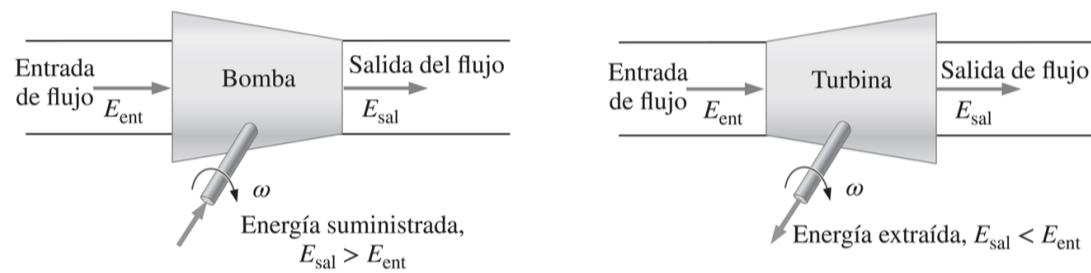
Máquinas hidráulicas

Contents

- [5.1. Introducción](#)
- [5.2. Bombas](#)
- [5.3. Referencias](#)

5.1. Introducción

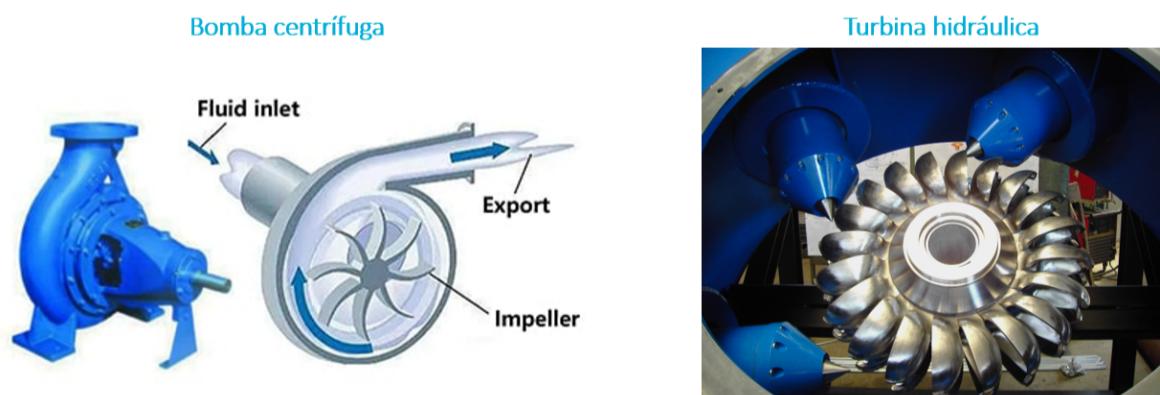
Definimos como **bomba** a cualquier máquina hidráulica que *entrega* energía a un fluido. Por otro lado, definimos como **turbina** a las máquinas que *extraen* energía de un fluido.



5.1.1. Máquinas hidráulicas para líquidos

En el caso de interacción con líquidos:

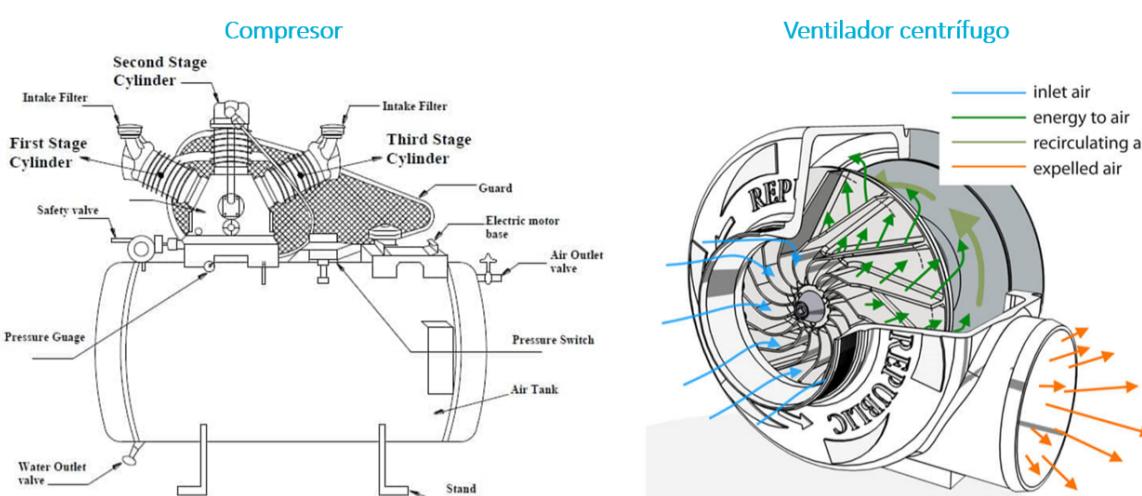
- **La energía suministrada por bombas se manifiesta como un aumento de presión del fluido.** La velocidad del fluido no aumenta, necesariamente.
- **La energía extraída por turbinas se manifiesta como un aumento de presión del fluido.** La velocidad del fluido no disminuye, necesariamente.



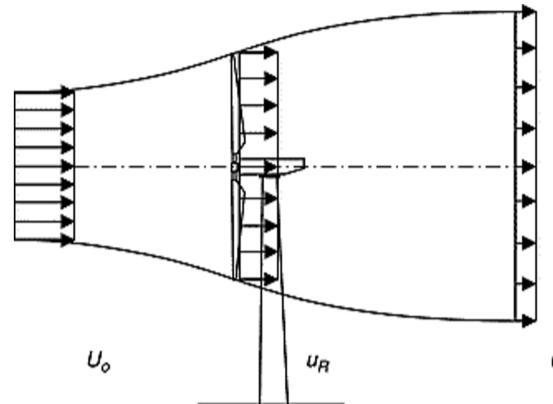
5.1.2. Máquinas hidráulicas para gases

En el caso de gases, la clasificación del tipo de bomba depende de la función:

- **Ventilador** diseñado para aumentar la velocidad ($V_{sale} \gg V_{entra}$), con un aumento mínimo en la presión (ΔP , bajo).
- **Compresor** diseñado para aumentar la presión (ΔP , alto), con bajo aumento en la velocidad ($V_{sale} \sim V_{entra}$).



En el caso de turbinas, la transferencia de energía generalmente se manifiesta en una disminución de la velocidad o presión dependiendo del tipo. Por ejemplo, en el caso de turbinas abiertas, la velocidad cambia y la presión se mantiene aproximadamente constante.



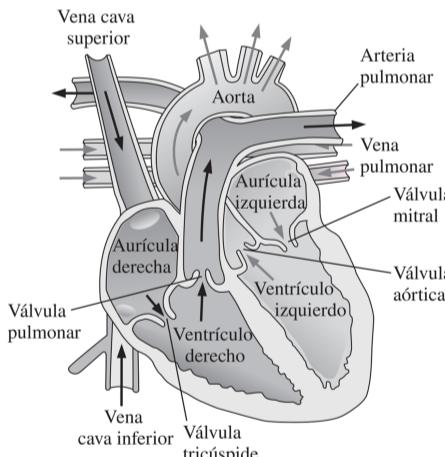
En turbinas cerradas, los gases experimentan cambios en ambos, presión y velocidad.

5.1.3. Clasificación de máquinas hidráulicas

Existen dos grandes tipos de máquinas hidráulicas

Máquinas de desplazamiento positivo El fluido se dirige hacia adentro de un *volumen cerrado deformable o con fronteras móviles*, que permite la succión o impulsión del fluido.

Bomba de desplazamiento positivo



Turbina de desplazamiento positivo



Máquinas dinámicas En este caso, el volumen no es cerrado. Los álabes rotatorios suministran energía al fluido o la extraen de él.

Ejemplos de máquinas dinámicas son las bombas centrífugas y las turbinas hidráulicas.

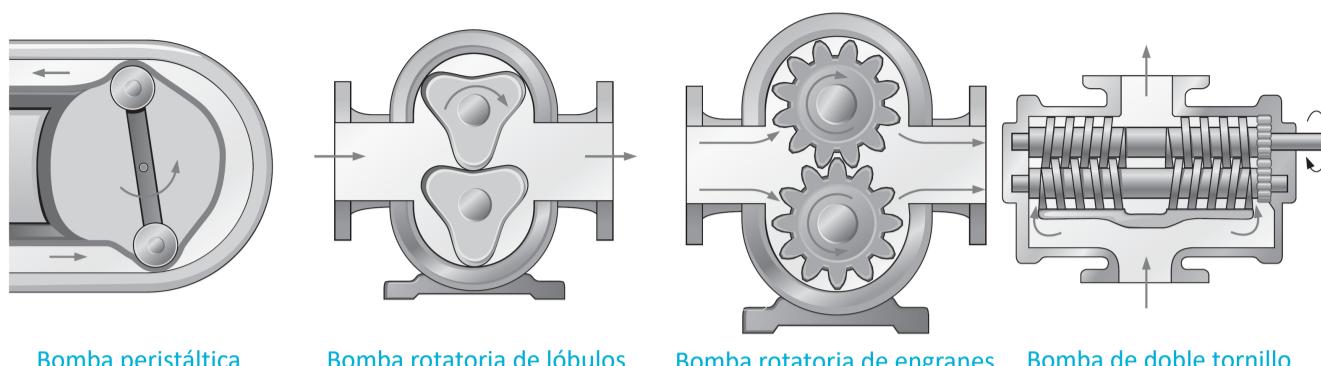
En este curso nos enfocaremos en máquinas dinámicas. **Especificamente, bombas centrífugas y turbinas eólicas**

5.2. Bombas

5.2.1. Tipos de bombas

5.2.1.1. Bombas de desplazamiento positivo

Ideales cuando se necesitan altas presiones, como el bombeo de líquidos viscosos o mezclas, lodos, etc. También son útiles cuando se necesita despachar cantidades de líquido con precisión (aplicaciones médicas).



Bomba peristáltica

Bomba rotatoria de lóbulos

Bomba rotatoria de engranes

Bomba de doble tornillo

Ventajas

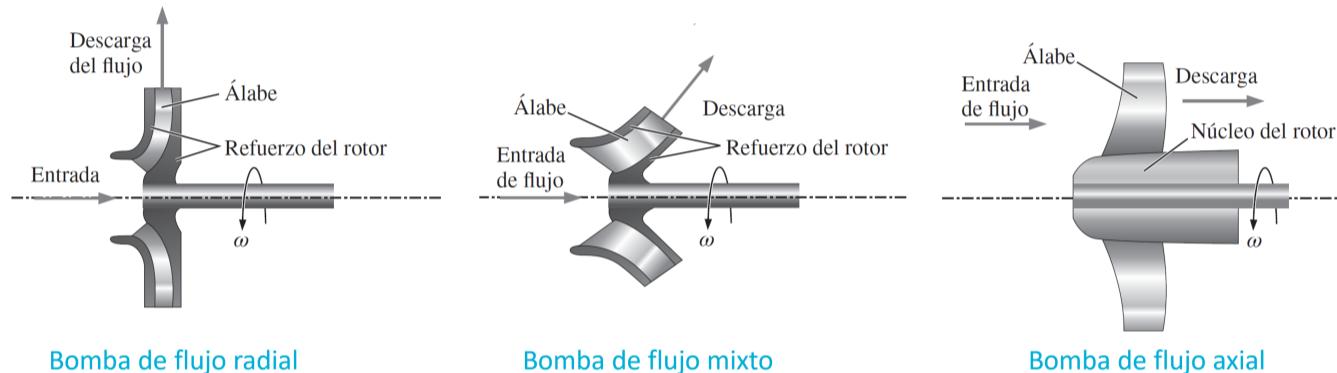
- Menor esfuerzo cortante inducido (mejor para líquidos sensibles al esfuerzo cortante, como sangre)
- Es capaz de elevar un líquido varios metros debajo de la bomba
- Menor velocidad de funcionamiento lo que prolonga la vida útil de los sellos

Desventajas

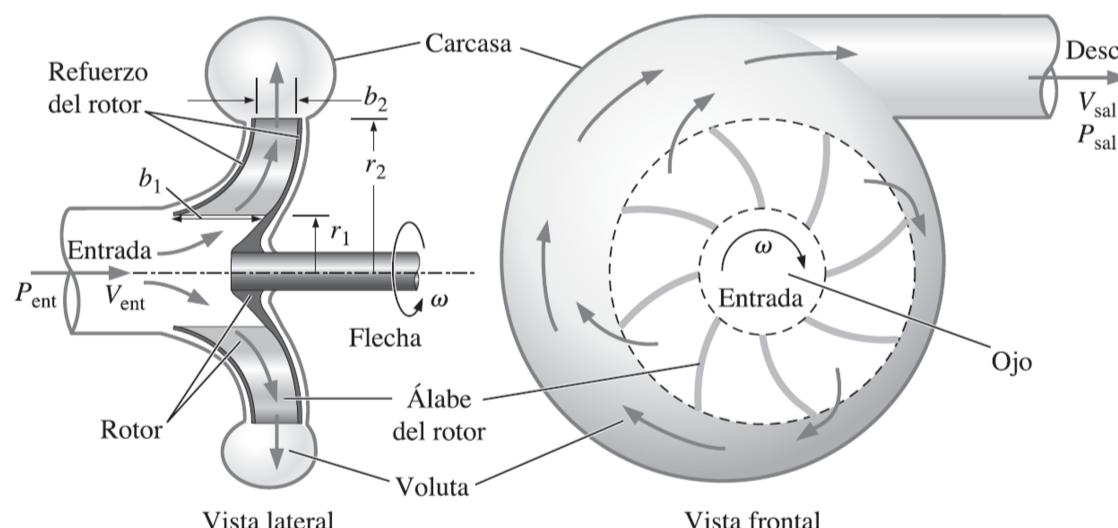
- Se requiere cambiar la velocidad de rotación para cambiar el caudal (difícil)
- Muy sensible a fallas por bloqueo en el flujo. Se necesitan válvulas de seguridad

5.2.1.2. Bombas dinámicas

Ideales cuando se requiere proporcionar caudales altos. Podemos clasificarlas en tres tipos:



Un ejemplo de bomba de flujo radial es la **bomba centrífuga**



Ventajas

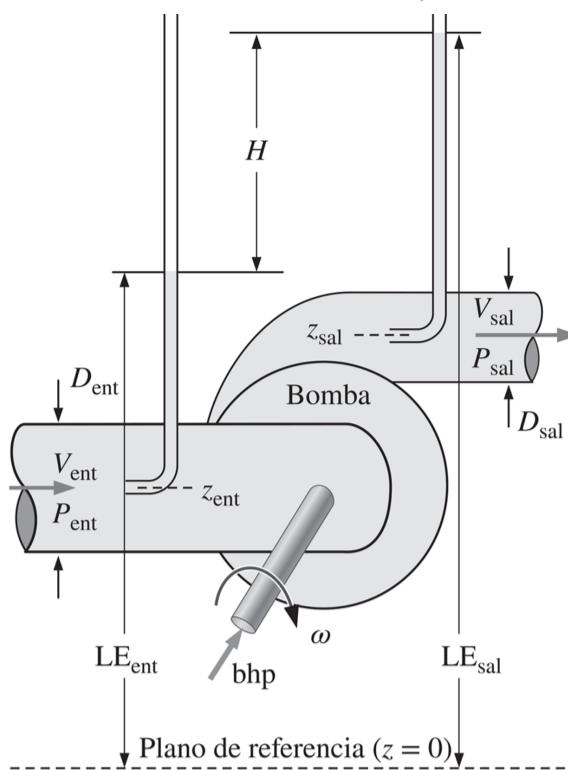
- Entregan mayor caudal que las de desplazamiento positivo
- Permiten una descarga más estacionaria, independiente de los cambios de presión en el sistema.

Desventajas

- Poco efectivas para bombar líquidos muy viscosos
- No pueden succionar líquido si están vacías (llenas de gas) y, por lo tanto, se debe remover el gas interior antes de arrancar el sistema (cebado de la bomba).

5.2.2. Análisis teórico

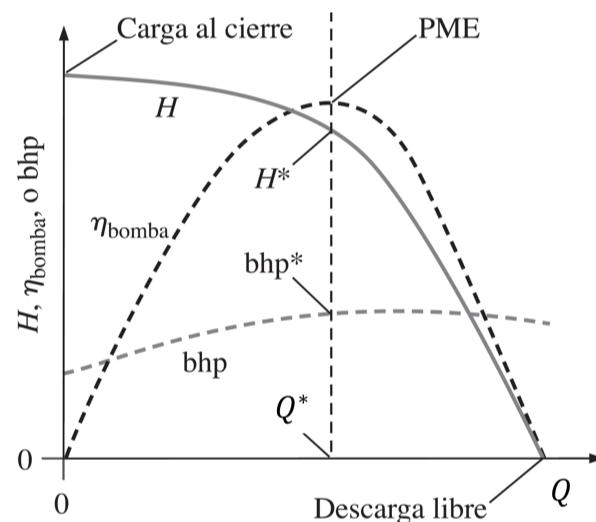
Los **parámetros fundamentales** para caracterizar una bomba son:



- Gasto volumétrico, $Q = \dot{m}/\rho$, (m^3/s)
- Carga hidrostática neta, $H_b \approx \Delta P/\rho g$, (m)
- Potencia útil: $\dot{W}_{\text{util}} = \rho g Q H_b$, (W)
- Potencia al freno o de accionamiento $\dot{W}_{\text{bhp}} = \omega M_{\text{flecha}}$, (W)
- Eficiencia de la bomba $\eta_{\text{bomba}} = \dot{W}_{\text{util}}/\dot{W}_{\text{bhp}}$

donde ω es la velocidad de rotación (rpm) y M_{flecha} es el torque aplicado

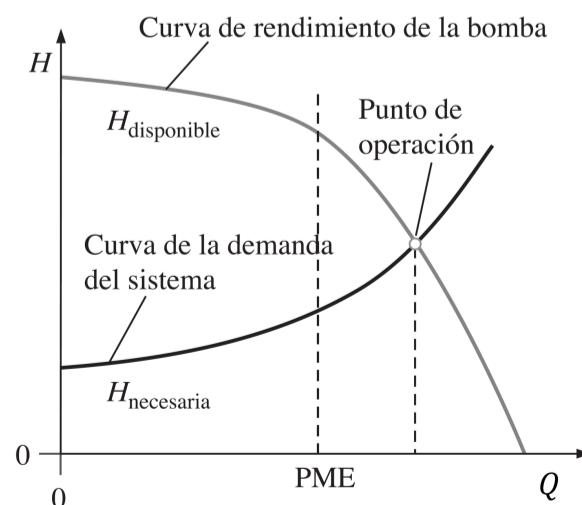
Estos parámetros están interrelacionados, y cambian según el caudal a suministrar. La gráfica está representada por las **curvas de rendimiento**



De esta gráfica distinguimos tres puntos importantes:

- Carga al cierre, $Q = 0$
- Descarga libre, $H_b = 0$
- Punto de máxima eficiencia o nominal, PME

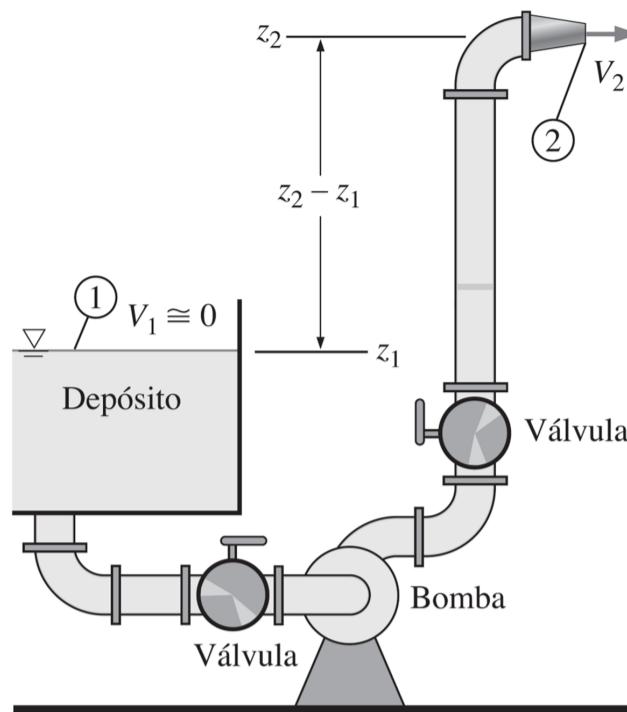
En condiciones estacionarias, la bomba operará en su curva de rendimiento. Así, **el punto de operación** en un sistema de cañerías se determina cuando la **curva de demanda del sistema** **coincide con la curva de rendimiento de la bomba**.



En el punto de operación, la altura hidrostática requerida para impulsar el fluido por las cañerías, H_{req} y la altura hidrostática disponible por la bomba, H_{dis}

$$H_{\text{req}} = H_{\text{dis}}$$

Consideremos el siguiente ejemplo



Por balance de energía tenemos:

$$H_b = \left(\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + z \right) \Big|_{\text{entra}}^{\text{sale}} + h_L$$

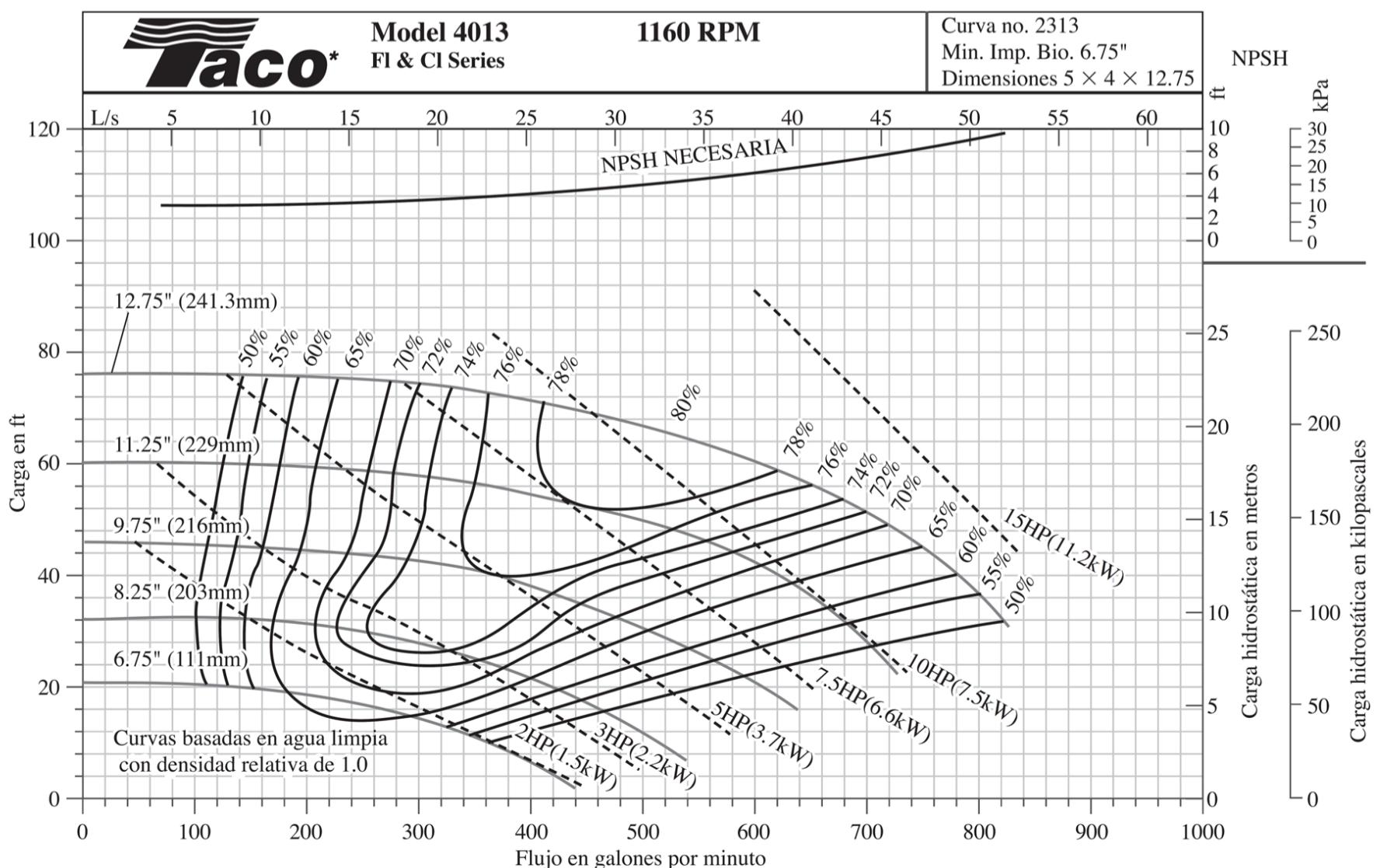
Evaluando a la entrada y salida, y la considerando la relación $Q = V_{\text{sale}} A_d$, donde A_d es el área transversal del ducto:

$$H_{\text{req}}(Q) = \Delta z + \left(1 + f \frac{L}{D} + \sum_i K_i \right) \frac{Q^2}{2gA_d^2}$$

notar que f depende de Re_D y ε_R

Esta curva aumenta con Q . El punto de operación estará en la intersección de esta curva con la curva de rendimiento de la bomba

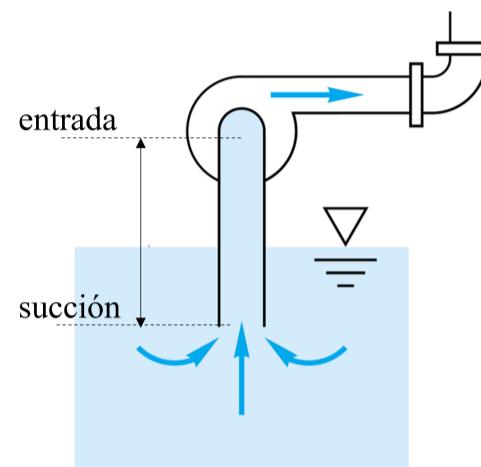
En la práctica los fabricantes entregan una serie de curvas características (velocidad constante) que consideran varios diámetros de rodete para una misma carcasa.



En la gráfica se aprecia una curva de **carga de aspiración neta positiva (net positive suction head, NPSH)** por sus siglas en inglés). Esta curva indica el **NPSH mínimo para evitar la cavitación de la bomba**.

La **cavitación** corresponde al desgaste en los álabes de la bomba producto del colapso de burbujas de vapor. Esto **se produce cuando la presión del líquido a la entrada de la bomba es menor que la presión de vapor a la temperatura de operación**.

Para diseñar el sistema, el **NPSH real debe ser mayor o igual que el NPSH mínimo requerido**.

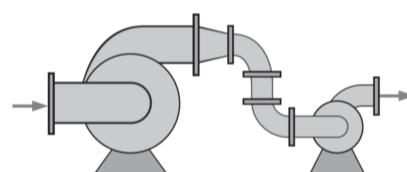


El **NPSH real** se calcula a partir de un **balance de energía entre el punto de succión y la entrada de la bomba**, considerando el **caso crítico en que el fluido ingresa a la bomba a velocidad 0 y a la presión de vapor a la temperatura de operación (P_v)**.

$$\text{NPSH}_{\text{real}} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{succión}} - h_L - z_{\text{entrada}} - \frac{P_v}{\rho g}$$

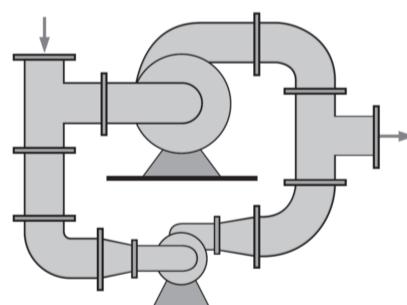
5.2.3. Bombas en serie y paralelo

Utilizamos sistemas de bombeos en serie y paralelo para aumentar la altura hidroestática o el caudal total, respectivamente.



Bombas en serie (permite aumentar H_{total})

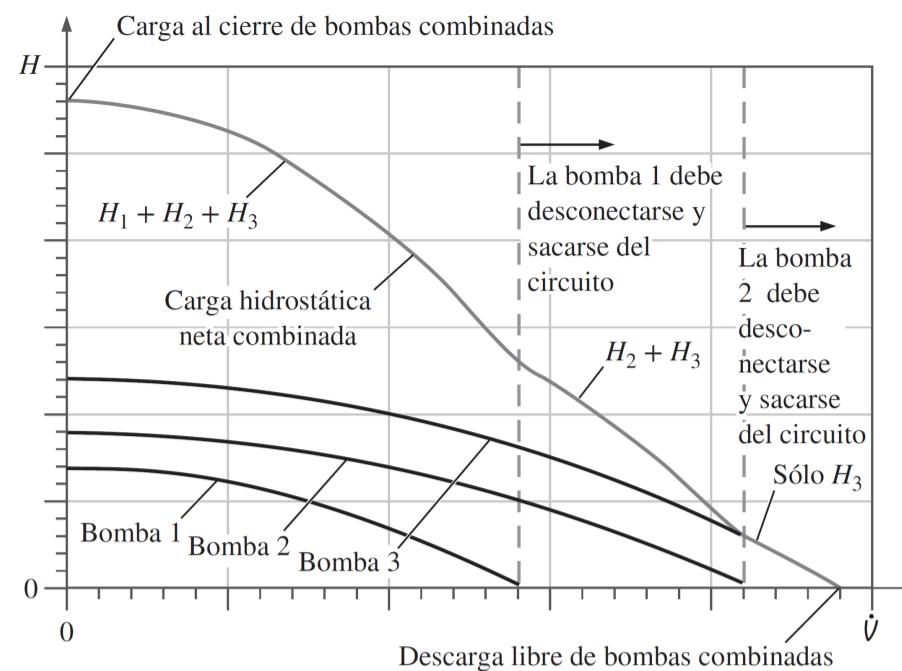
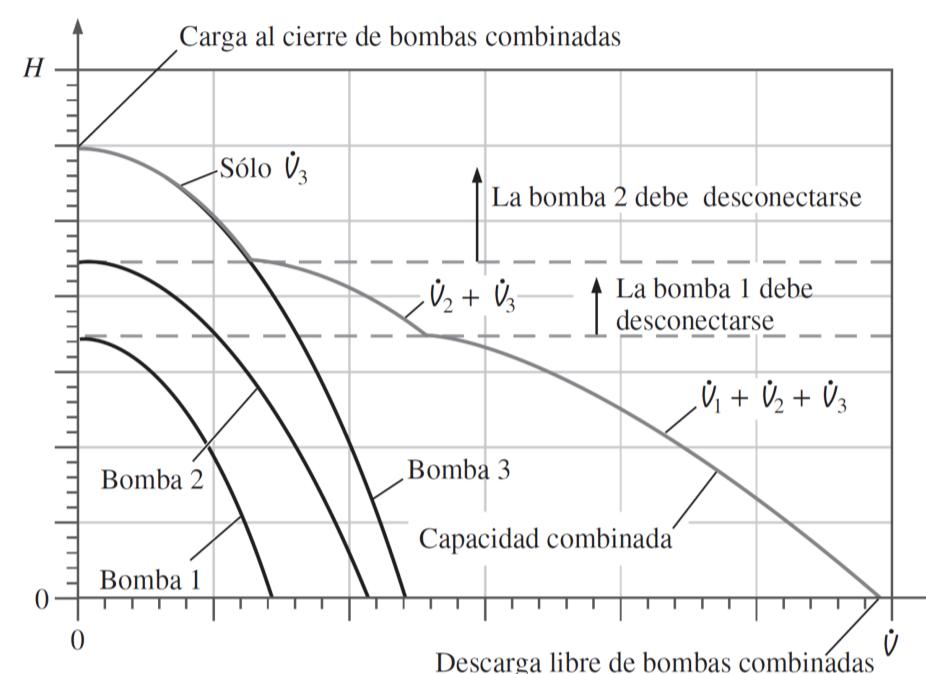
- Caudal total $Q_{\text{total}} = Q_{\text{bba1}} = Q_{\text{bba2}}$
- Altura de presión $H_{\text{total}} = H_{\text{bba1}} + H_{\text{bba2}}$



Bombas en paralelo (permite aumentar Q_{total})

- Caudal total $Q_{\text{total}} = Q_{\text{bba1}} + Q_{\text{bba2}}$
- Altura de presión $H_{\text{total}} = H_{\text{bba1}} = H_{\text{bba2}}$

Al operar bombas en serie o paralelo, las curvas de rendimiento se modifican

Bombas en serie**Bombas en paralelo**

5.3. Referencias

Cengel Y. A. y Cimbala M. J. *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*, 4ta Ed., McGraw Hill, 2018

- Capítulo 14: Turbomáquinas

White F. M. *Mecánica de Fluidos*, 5ta Ed., McGraw Hill, 2004

- Capítulo 11: Turbomáquinas

By Francisco V. Ramirez-Cuevas

© Copyright 2022.