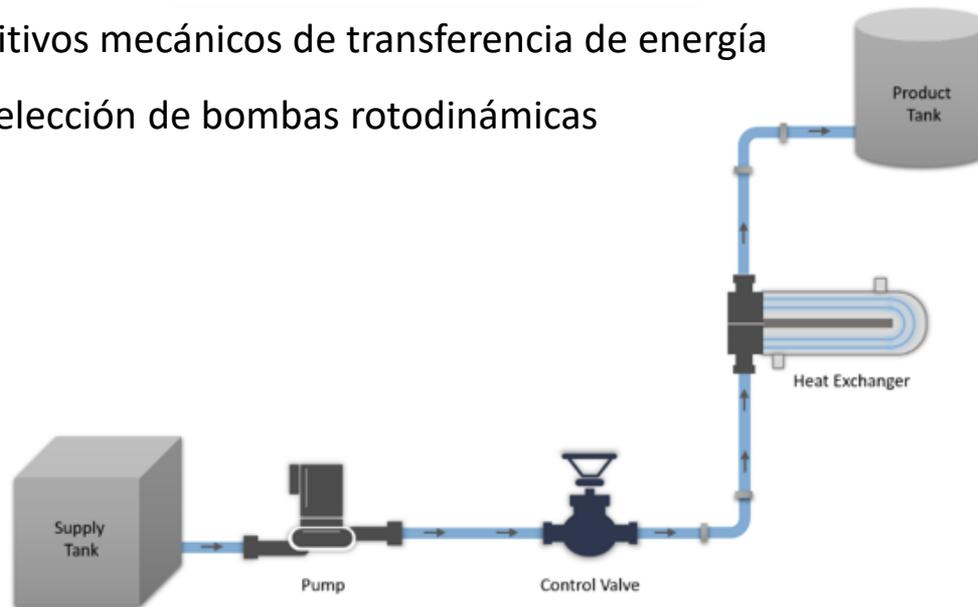


Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía
 - ❖ Selección de bombas rotodinámicas

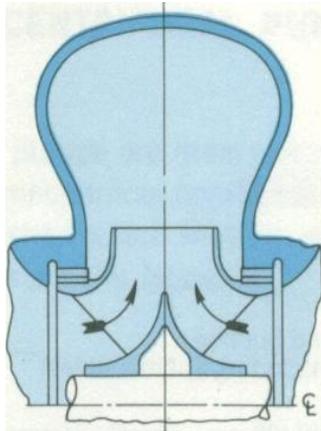
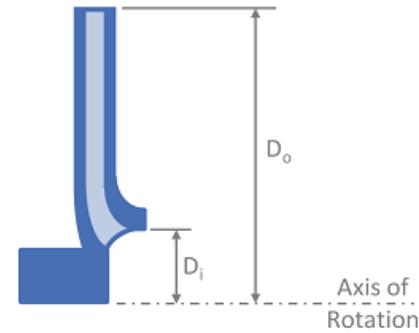


Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

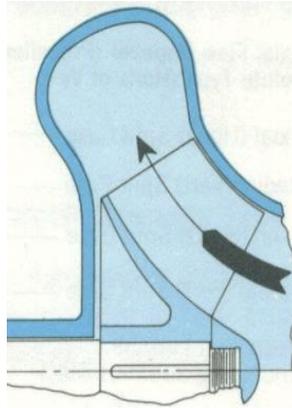
Las bombas rotodinámicas están disponibles en un amplio rango de diseños hidráulicos.

Los impulsores se clasifican en impulsores radiales, axiales, o de flujo mixto según la relación entre el diámetro del impulsor de la bomba y el diámetro del ojo de la bomba

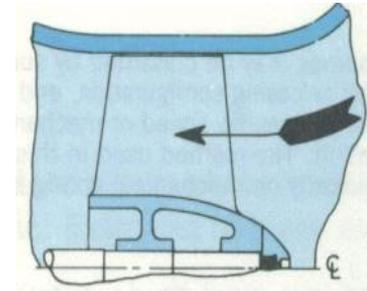
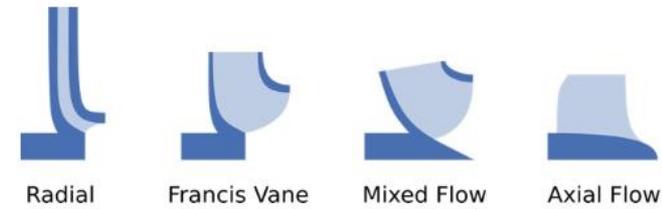
$$D_o/D_i$$



Radial flow pump cross-section; succión doble



Mixed flow pump cross-section



Axial flow pump cross-section

Qué tipo de bomba proporciona una determinada relación carga / flujo? El valor de un número llamado la **velocidad específica** de una bomba proporciona información al respecto.

Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

La velocidad específica (N_d , $N_{s,US}$, $N_{s,m}$) proporciona un criterio que ayuda a comparar comportamiento de bombas. La eficiencia de las bombas con la misma velocidad específica se puede comparar proporcionando al usuario o al diseñador un punto de partida para la comparación o como punto de referencia para mejorar el diseño y aumentar la eficiencia.

Se define en *solo un punto de operación*: el de mejor eficiencia (BPE) de la bomba.

La velocidad específica se usa para selección según requerimiento de caudal y carga e identificar la operación de una bomba en sus condiciones óptimas (punto nominal, o punto de mejor eficiencia); es útil para su selección preliminar

$$N_d = \frac{\omega [s^{-1}] \sqrt{\dot{Q}_V [m^3 s^{-1}]}}{(gH_s [m])^{3/4}} \frac{1}{s} \frac{m^{\frac{3}{2}}}{s^2} \frac{s^{\frac{3}{2}}}{m^4} \frac{1}{m^{\frac{3}{4}}} []$$

$$N_{s,US} = \frac{\omega [rpm] \sqrt{\dot{Q}_V [gpm]}}{(H_{pump} [ft])^{3/4}}$$

dimensiones incoherentes, USA

$$N_{s,m} = \frac{\omega [rpm] \sqrt{\dot{Q}_V [Ls^{-1}]}}{(H_s [m])^{3/4}}$$

dimensiones incoherentes, métrico

¿Hiciste *qué*? ¿Por qué cambiaste un parámetro adimensional a una cantidad dimensional?

Ingeniero, vas a tener que volver a la Facultad!!

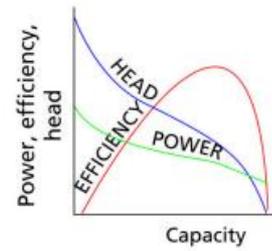
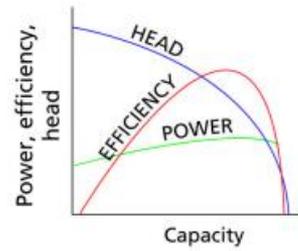
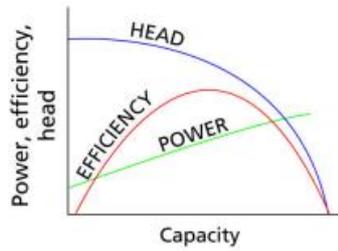


$$\left[\frac{m^3}{s} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{1}{m} \right]^{\frac{3}{4}}$$

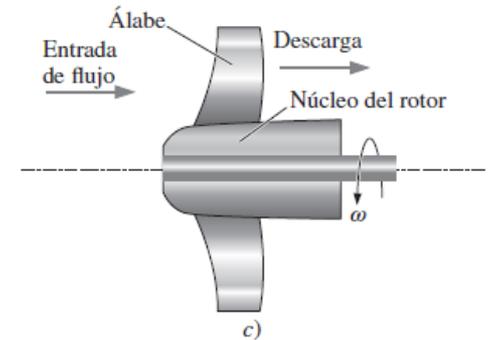
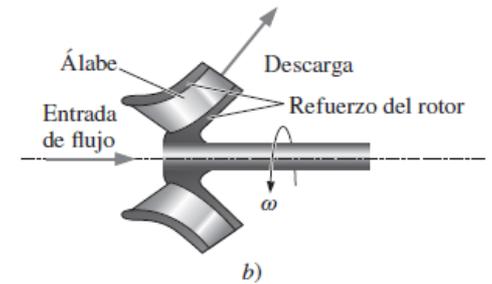
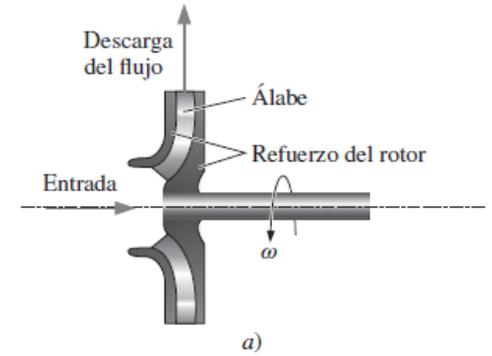
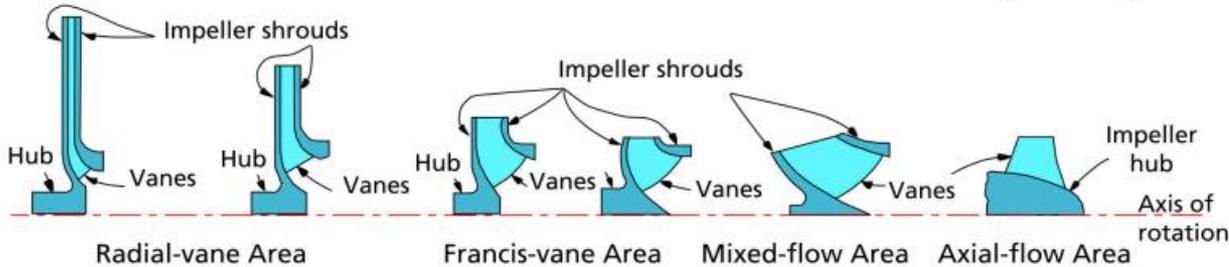
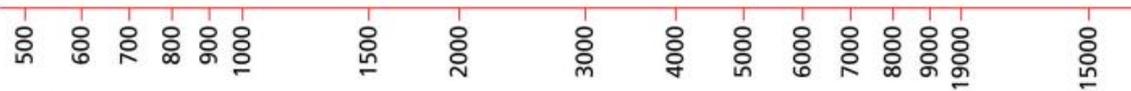
La mayoría de las bombas centrífugas (radiales) trabajan a una $N_{sp,US}$ aproximada de 500 – 2000 (promedio 1200)

Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

Tipo de impulsor	$N_{s,m}$	$N_{s,US}$	N_d	D_0/D_i	Características
Radial Flow	500 - 1700	800 - 2800	0.3 - 1.0	> 2	Bajo flujo, alta carga
Francis Vane	1700 - 4000	2800 - 6500	1.0 - 2.4	1.5 - 2	
Mixed Flow	4000 - 9000	6500 - 15000	2.4 - 5.4	< 1.5	
Axial Flow	> 9000	> 15000	> 5.4	1	Alto flujo, baja carga



Values of specific speeds (single suction)

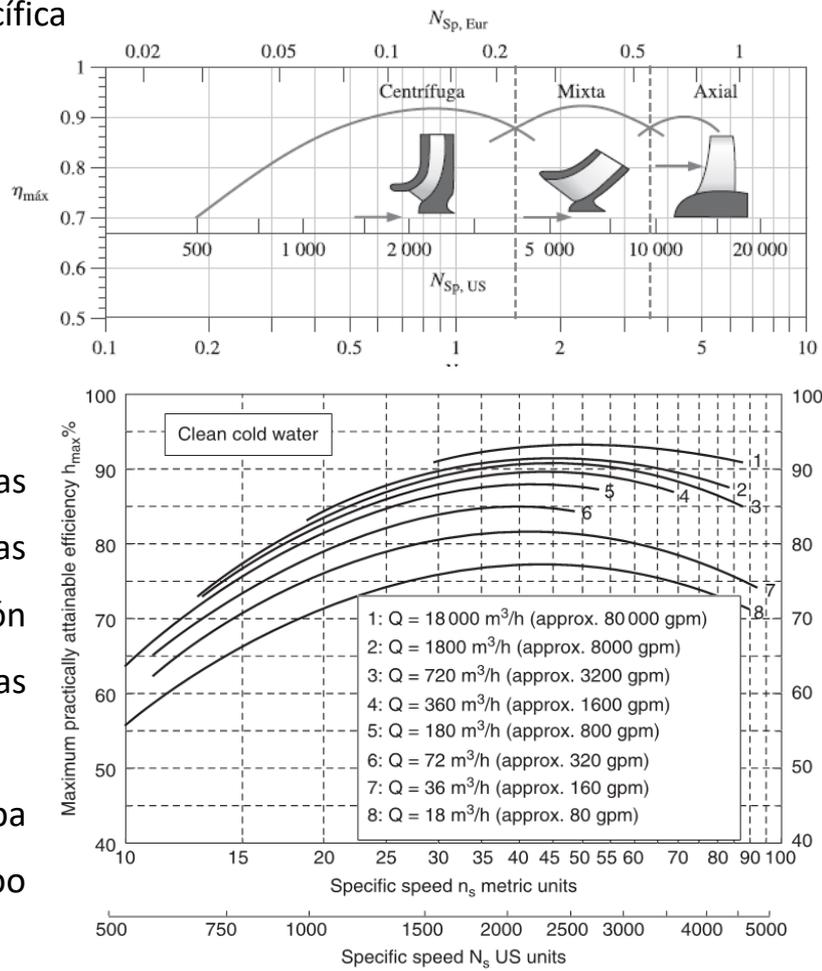


Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

APLICACIONES DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA [HI EDL \(pumps.org\)](http://HI EDL (pumps.org))

3 aplicaciones básicas:

1. Determina el tipo del rodete y la eficiencia máxima de acuerdo con las condiciones operacionales.
2. Permite, en función de los resultados existentes para las bombas similares, determinar: la geometría básica del rodete, conocidas las características de operación deseadas (Q y H), y la rotación (ω); el desempeño aproximado de la bomba, conocido las características geométricas del rodete.
3. Permite determinar la rotación máxima con la que una bomba puede operar en condiciones satisfactorias, en función del tipo de bomba y de las características del sistema.



La primera aplicación, es la de mayor interés para los usuarios de bombas centrífugas: a partir de Q, H, ω , se calcula la velocidad específica y, en función de esto, se determina el tipo de rodete y la eficiencia máxima esperada.

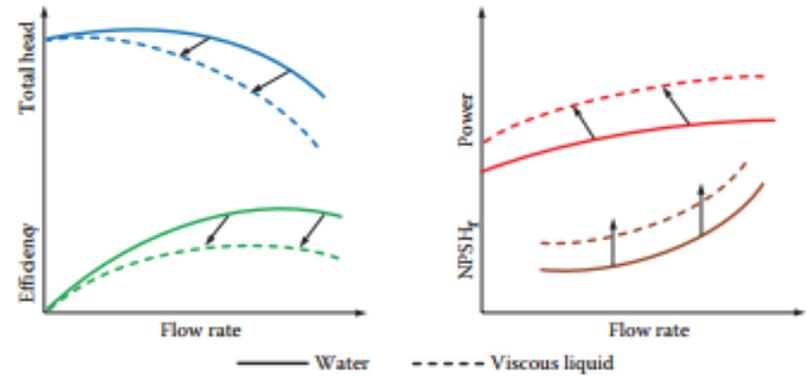
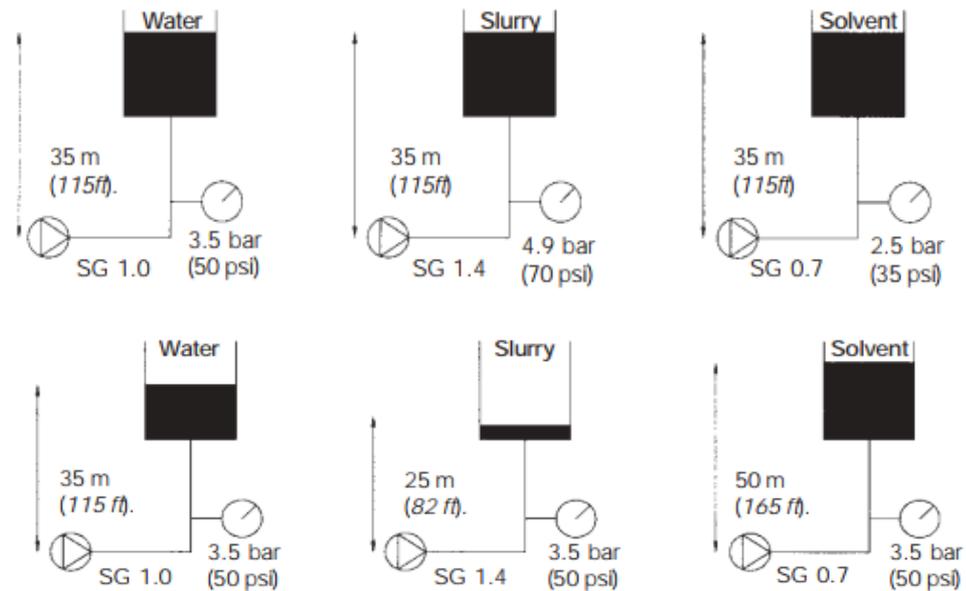
Bombas Rotodinámicas Selección; efecto de las propiedades termofísicas del fluido

Las propiedades físicas del fluido que influyen en el bombeo con bombas rotodinámicas son la densidad, presión de vapor y viscosidad.

a) Densidad: Influye sobre la potencia necesaria para el bombeo; a mayor densidad, mayor potencia necesaria para el bombeo. (SG: Specific Gravity)

b) Presión de vapor (P^{sat}): Su influencia se acentúa al trabajar con líquidos calientes por su relación con la NPSHA. La P^{sat} debe ser lo suficientemente baja para obtener una NPSHA razonable y evitar la cavitación

c) Viscosidad (μ): Influye sobre el caudal Q que pueda manipular la bomba, la carga H que pueda desarrollar la bomba, y la eficiencia de la bomba η . Además, influye sobre la carga o resistencia del sistema (aumentándola).



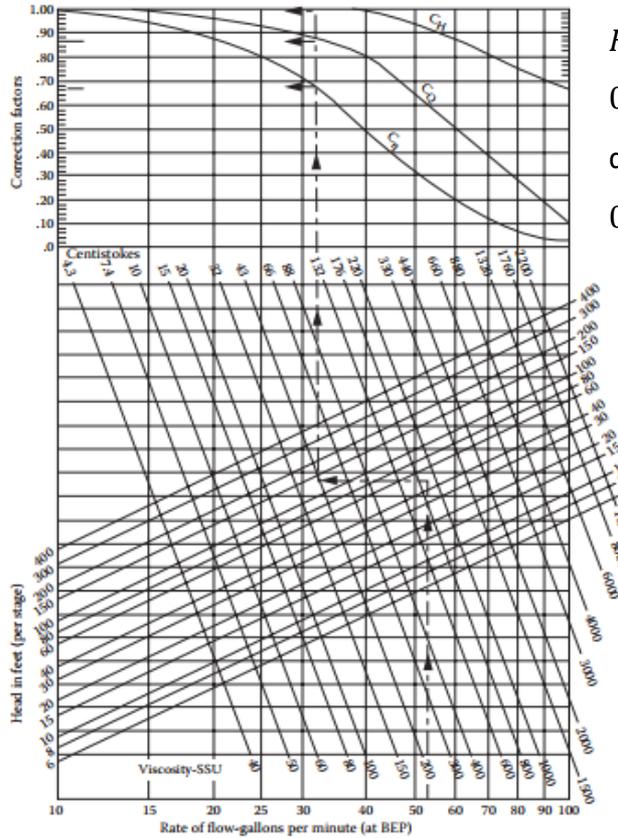
Para facilitar la selección, se ha estandarizado que todas las curvas de performance deban ser generadas utilizando agua limpia como fluido, a una temperatura de 20 °C y viscosidad igual a 1 centiPoise.

Bombas Rotodinámicas Selección; cartas de corrección por viscosidad (sólo para FN y bombas de flujo radial)

$$Q_{v,visc} = C_Q Q_{v,w} \quad H_{visc} = C_H H_w \quad \eta_{visc} = C_\eta \eta_w$$

En el ejemplo: $Q_{v,visc} = 750 \text{ gpm}$
 $H_{visc} = 100 \text{ ft}$ y $\mu = 176 \text{ cS}$; $\rho_r = 0,9$. Resultan factores de corrección de: $C_Q = 0,95$; $C_H = 0,92$ y $C_\eta = 0,635$

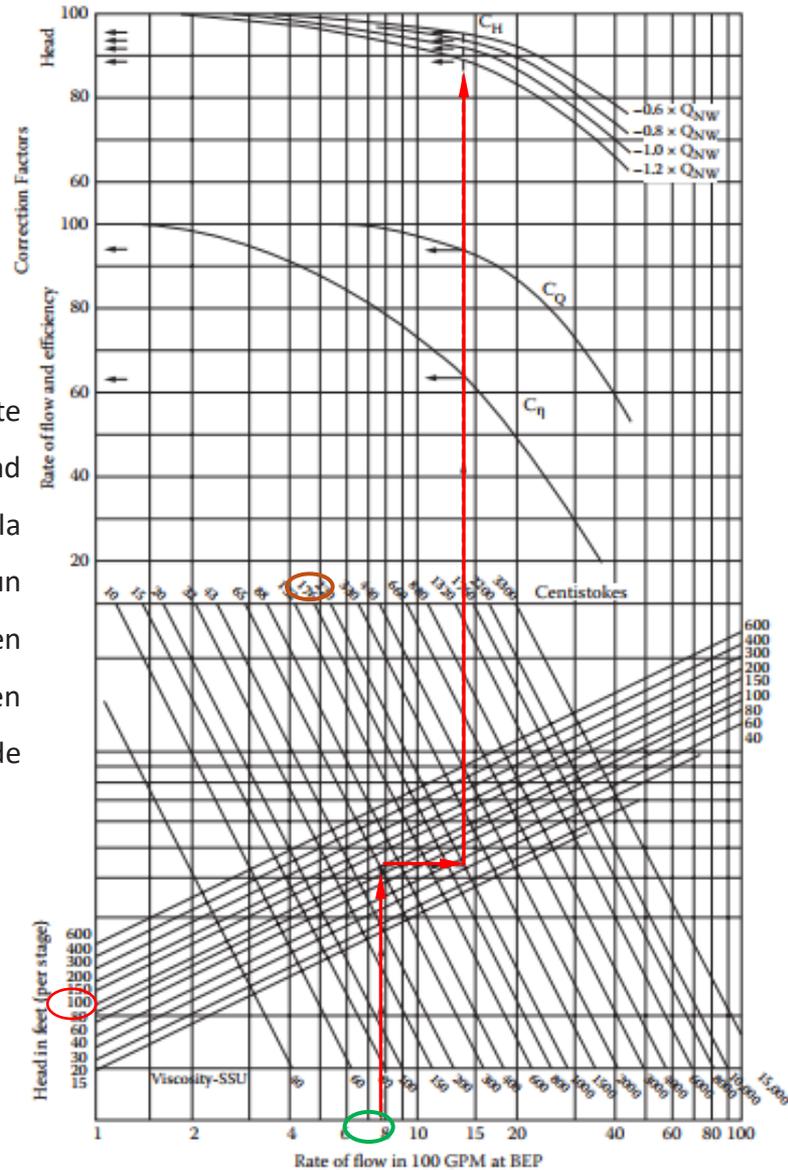
Ello implica que el bombeo de este fluido viscoso reducirá la capacidad en aproximadamente un 5%, la altura total en aproximadamente un 8% y la eficiencia en aproximadamente un 36,5%, en comparación con el rendimiento de la bomba al impulsar agua.



Para $Q_{v,visc} < 100 \text{ gpm}$

Los valores de los coeficientes de corrección determinan la conveniencia de utilizar una bomba centrífuga. Estas cartas permiten también construir curvas de performance y parámetros de bomba (a excepción de $NPSHr$) específicos para el fluido viscoso a partir de las curvas correspondientes a agua

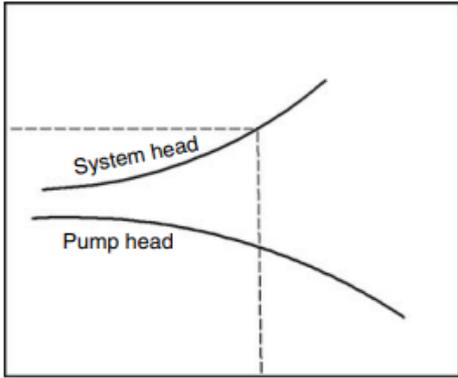
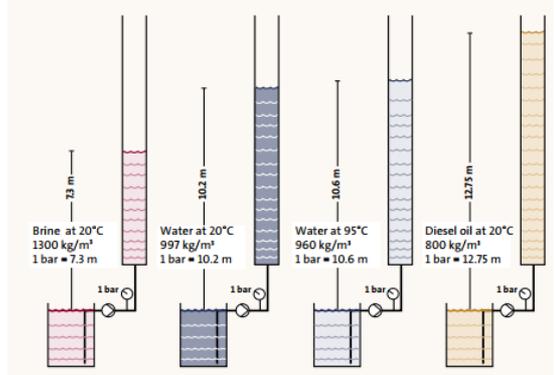
ANSI/HI 9.6.7 2011



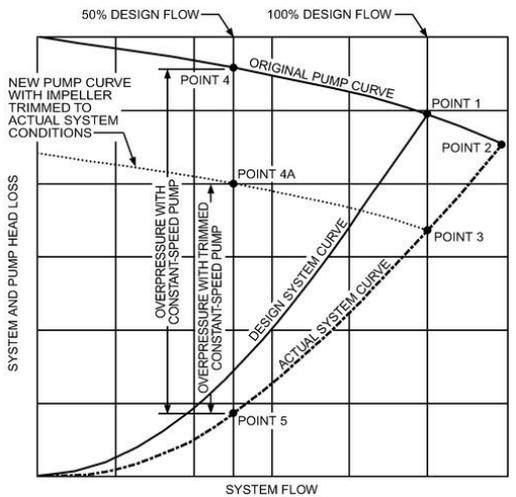
Para $Q_{v,visc} > 100 \text{ gpm}$ (multiplicar valor de abscisa x 100)

Bombas Rotodinámicas; selección y dimensionamiento

1. La carga es independiente de la densidad del fluido $P/\rho g$
2. Para fluidos no acuosos, debe ser newtoniano. Si no lo es, una bomba rotodinámica puede no ser un dispositivo de bombeo apropiado. Si lo es, pero de diferente viscosidad que el agua, aplicar los factores de corrección a la curva inherente.
3. Determinar la carga estática total correspondiente a la mayor condición del sistema y verificar que ésta sea menor *shutt off* de la bomba.

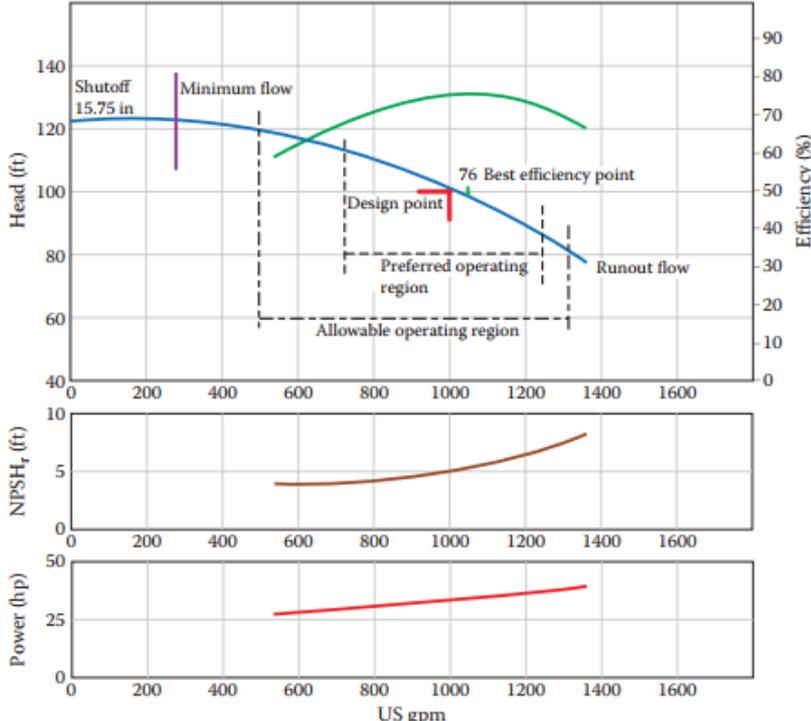
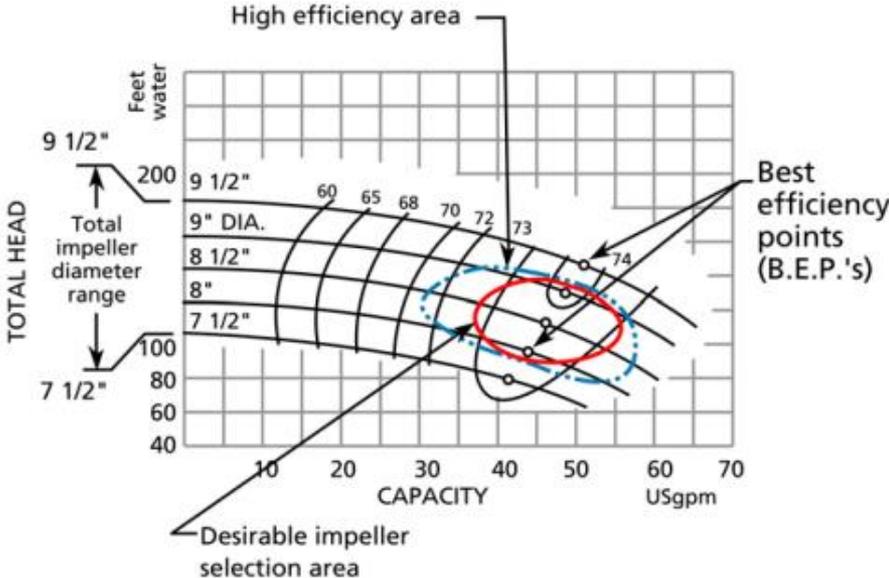


4. Seleccionar el tamaño y la velocidad de la bomba de tal manera que el impulsor no esté cerca de su diámetro máximo (es decir, dentro de los 2/3 de su rango total) para permitir un futuro aumento de la capacidad. Si el punto de funcionamiento se encuentra entre dos curvas de diferentes diámetros, calcular el diámetro del impulsor requerido para cruzar el punto de operación. Tener en cuenta que las leyes de afinidad para calcular un nuevo diámetro o velocidad de bomba para sistemas con alta carga estática se aplican solo entre dos puntos que tienen la misma eficiencia. Se recomienda limitar el uso de esta técnica a un cambio del diámetro del impulsor no superior al 10 al 20%.



Bombas Rotodinámicas; selección y dimensionamiento

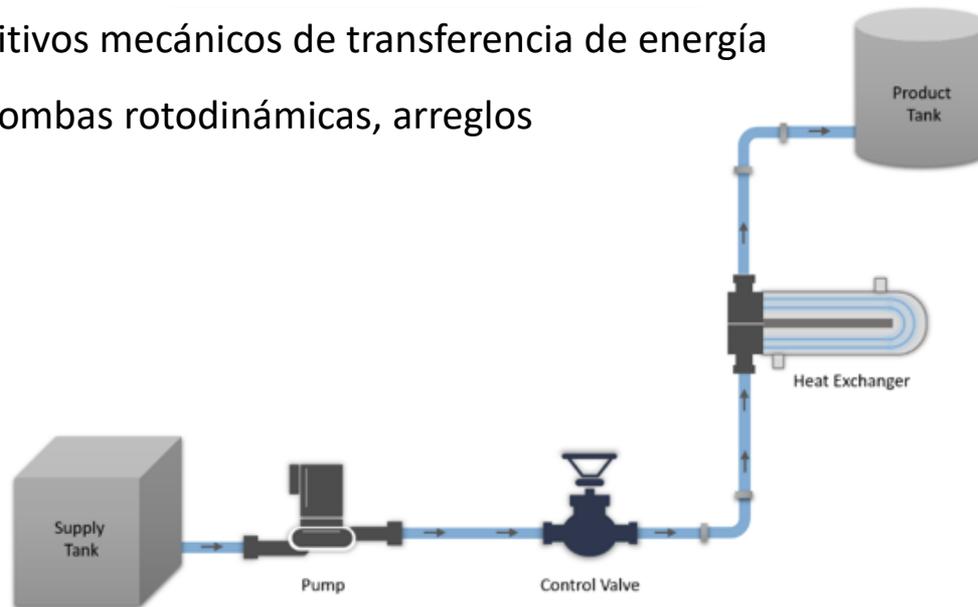
5. Ubicar el punto de operación en algún lugar entre el 0,7-0,8 y el 1,1-1,2 del B.E.P. Elija la bomba de modo tal que el punto de trabajo de diseño carga y caudal) esté un poco a la izquierda del BEP en la curva de la bomba. La gran mayoría de las bombas están sobredimensionadas, debido a las sobreestimaciones de la carga total en el sistema. La carga del sistema resultante real suele ser menor que la del diseño, por lo que el punto de operación tenderá a moverse hacia la derecha sobre la curva de performance. Si la selección original se hiciera a la derecha del BEP, la carga total real de la bomba más baja que la del diseño tendería a mover el punto de operación aún más hacia la derecha en esta curva, provocando mayor ineficiencia (o mayor disipación de calor en la bomba, elevando su temperatura).



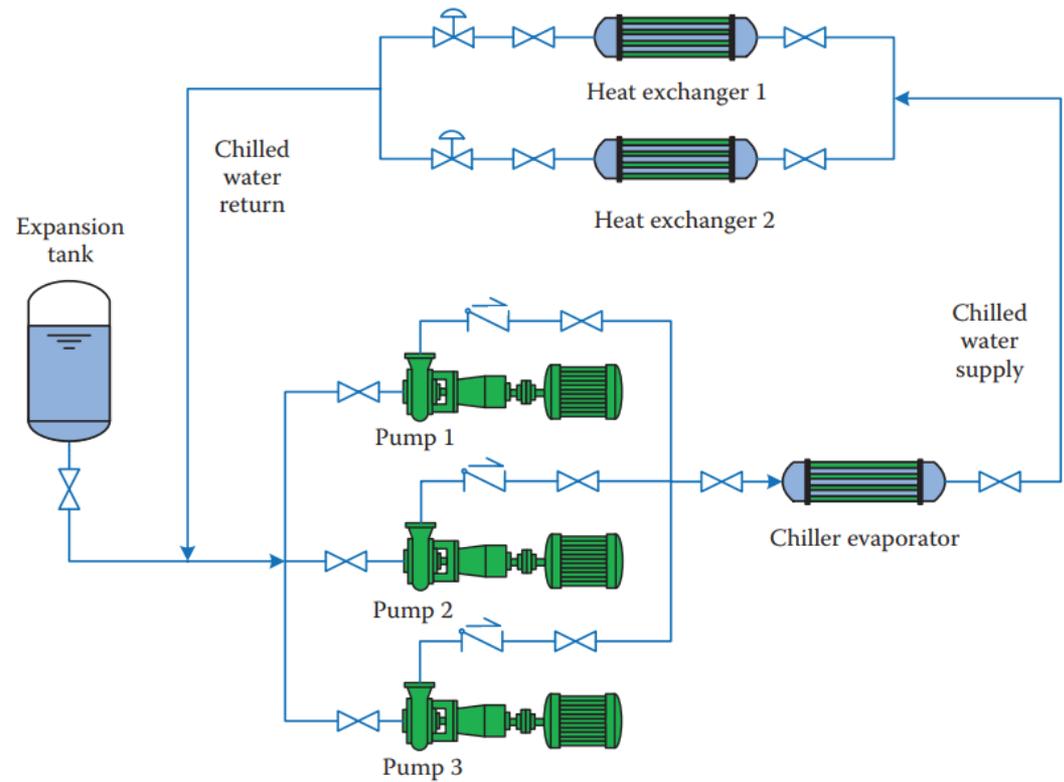
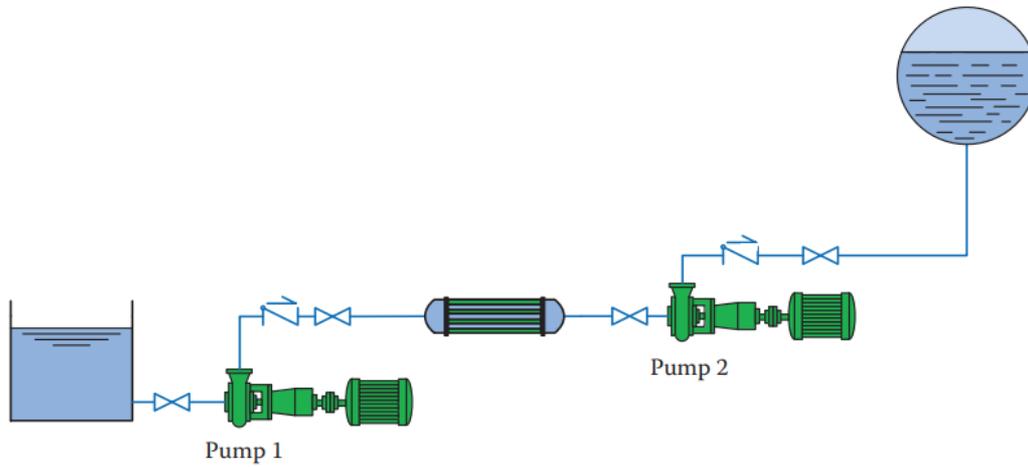
Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

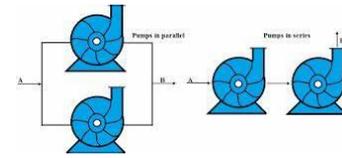
- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía
 - ❖ Bombas rotodinámicas, arreglos



Bombas rotodinámicas, arreglos en serie y paralelo



Bombas rotodinámicas, arreglos en serie



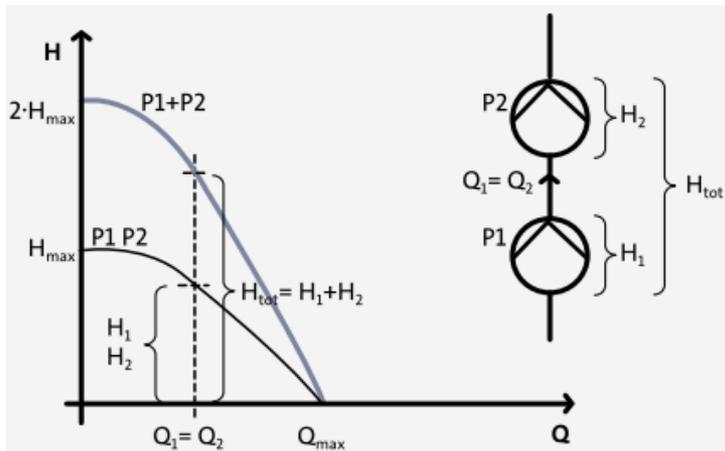
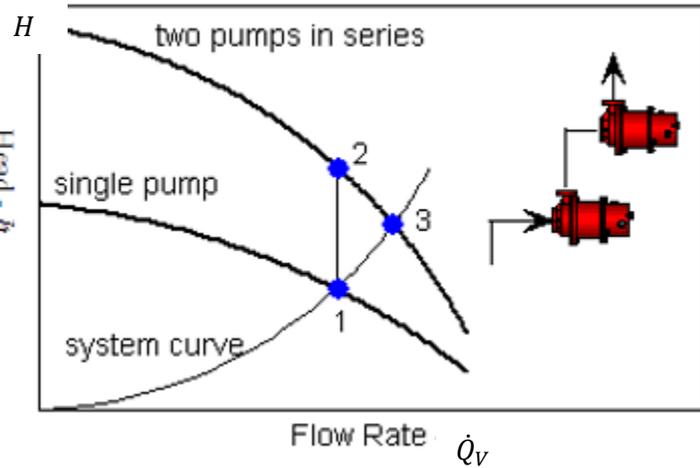
La curva característica se obtiene adicionando las cargas al mismo caudal (ejemplo: línea 1-2).

El punto de operación con una sola bomba es el punto 1

El punto de operación con ambas bombas está determinado por la intersección de la curva del sistema con la curva característica adicionada (punto 3).

En la práctica, si una de las bombas en serie se detiene, el punto de operación se mueve del punto 3 al 1

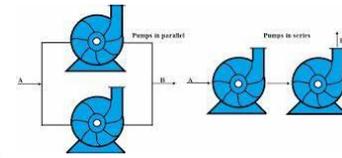
Instalar dos bombas iguales en serie no implica obtener el doble de carga para un mismo caudal del sistema (no hay desplazamiento del punto 1 al 2).



Dos bombas iguales conectadas en serie

El montaje de dos o más bombas en serie puede justificarse cuando: a) El incremento de energía es muy alto para una bomba simple b) La NPSHa es baja c) La carga del sistema varía considerablemente d) La presión inicial es muy alta e) La presión requerida es muy alta

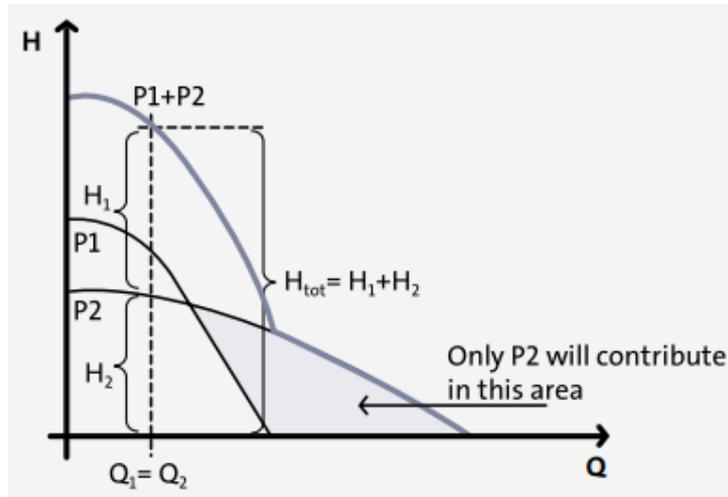
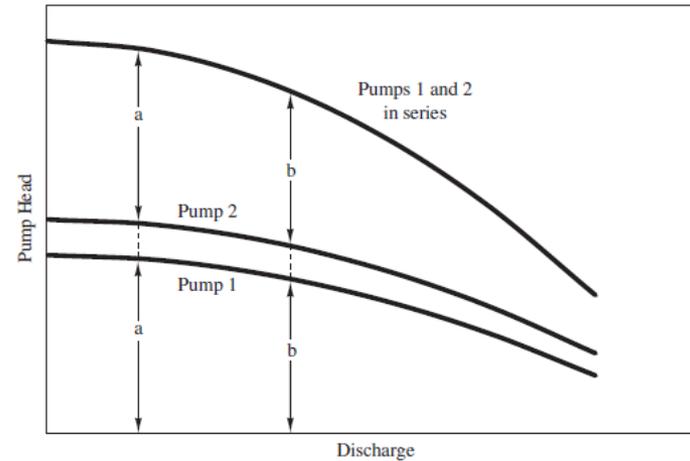
Bombas rotodinámicas, arreglos en serie



Bombas diferentes: dado flujo \dot{Q}_V : $H_{serie} = H_1 + H_2$

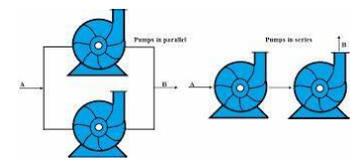
Cuando se conectan dos bombas centrífugas en serie, una suele estar considerada una bomba de refuerzo (*booster pump*)

El principal problema operativo con las bombas en serie es asegurarse de que estén controladas para que siempre se cumplan los requisitos de NPSHr. Cada bomba debe tener controles que impidan que arranque antes de que se satisfaga el requisito de una presión de succión mínima y que disparen la bomba cuando la presión de succión mínima esté en peligro de no cumplirse. La secuencia normal de arranque es de aguas arriba a aguas abajo.

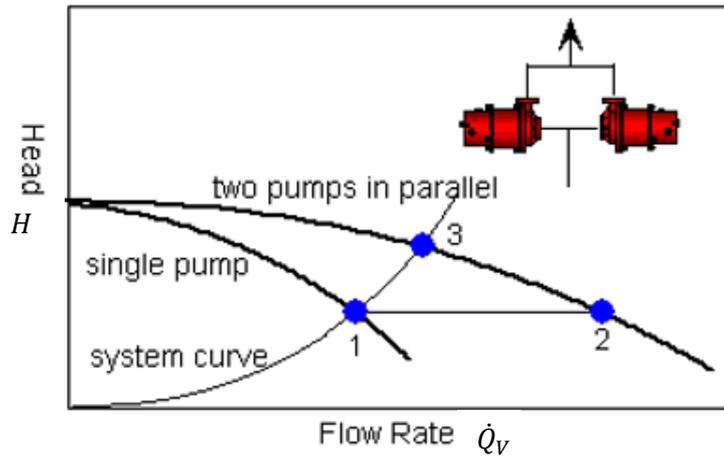


Dos bombas diferentes conectadas en serie

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo



Bombas idénticas: dada carga H : $\dot{Q}_{V\text{paral}} = 2\dot{Q}_{V\text{single}}$



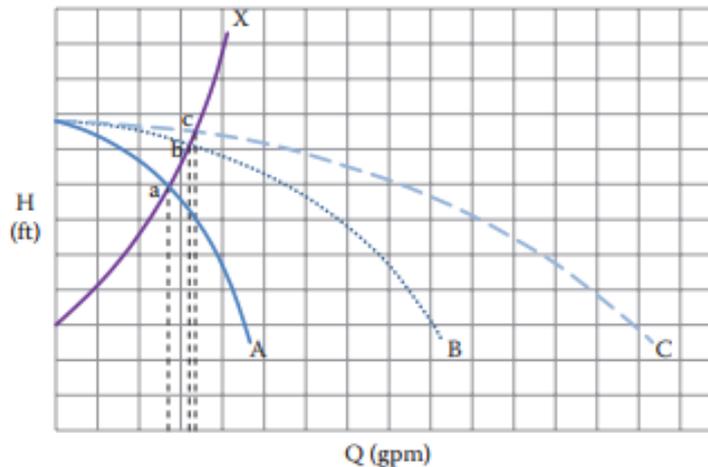
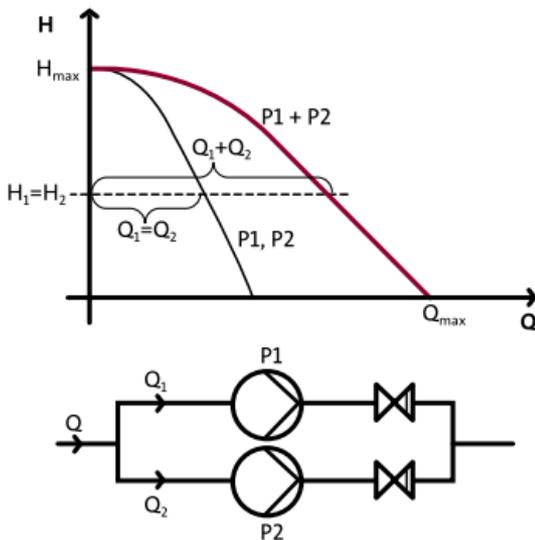
La curva característica se obtiene adicionando los caudales a la misma carga (ejemplo: línea 1-2).

El punto de operación con una sola bomba es el punto 1

El punto de operación con ambas bombas está determinado por la intersección de la curva del sistema con la curva característica adicionada (punto 3). En la práctica, si una de las bombas en paralelo se detiene, el punto de operación se mueve del punto 3 al 1.

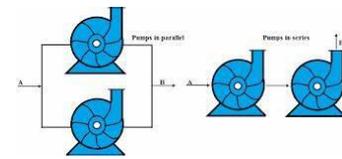
Instalar dos bombas iguales en paralelo no implica obtener el doble del caudal para una misma carga del sistema (no hay desplazamiento del punto 1 al 2).

Dos bombas iguales conectadas en paralelo

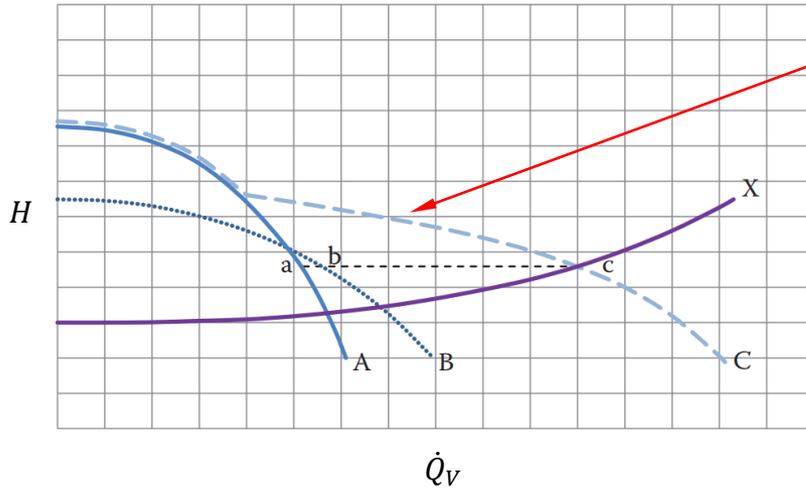


Si la curva del sistema presenta pendiente alta, una disposición de bombas en paralelo provocara un incremento muy bajo de flujo (poco beneficio). Curva A: una única bomba. Curva B: dos bombas idénticas; Curva C: tres bombas idénticas.

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo



Bombas diferentes: dada carga H : $\dot{Q}_{V,C} = \dot{Q}_{VA} + \dot{Q}_{VB}$



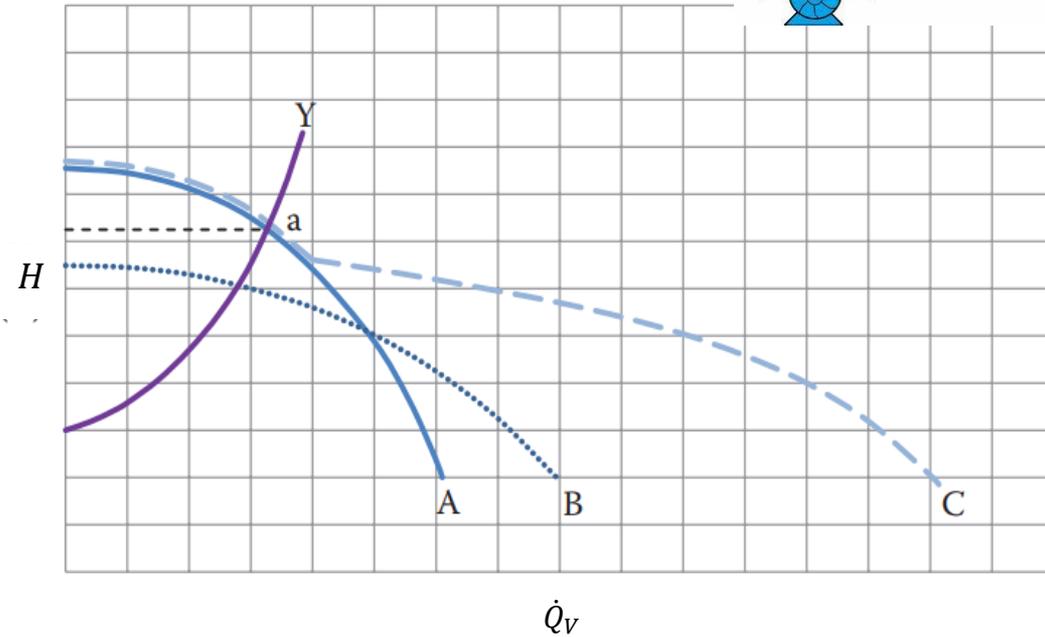
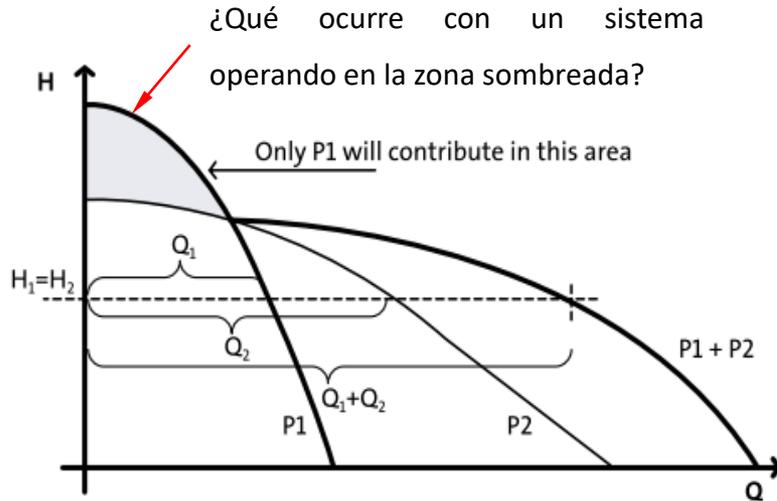
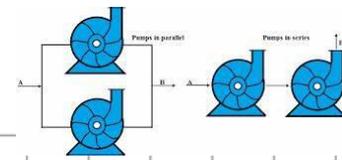
Dos bombas diferentes conectadas en paralelo

La curva combinada C sigue a la curva A para bajos caudales, porque la carga máxima de la curva B es más baja que la carga máxima de la curva A. El punto de intersección de la curva combinada y la curva de carga del sistema (punto c) determina el caudal total de las dos bombas cuando funcionan en paralelo.

La línea discontinua horizontal **ca** intercepta las curvas H-Q individuales en el punto donde cada una de estas dos bombas opera cuando funcionan juntas en paralelo (a y b).

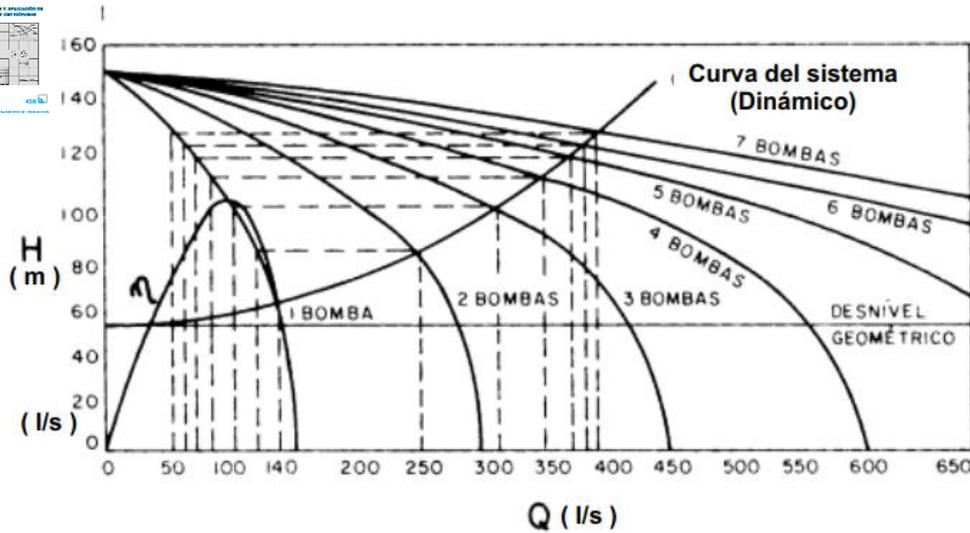
Operativamente, el hecho de que dos bombas estén conectadas en paralelo no significa que estén destinadas a funcionar en paralelo. Puede ser bomba de repuesto.

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo, zona de operación



En este caso, la curva del sistema Y, es muy inclinada. En este sistema la bomba A también opera en el punto de intersección de la curva combinada A+B y la curva de carga del sistema (punto a). La bomba B, no puede desarrollar suficiente carga para superar resistencia del sistema si ambas bombas estuvieran funcionando. Esto provoca que la bomba B funcionando a sus *rpm*, no envía flujo al sistema, como si una válvula en la descarga de esa bomba estuviera completamente cerrada. (Se dice que la bomba presenta *dead headed*). La bomba estaría operando en *shutoff*, un punto muy poco saludable para la operación continua de una bomba. Es también probable que parte del flujo retroceda a través de la bomba B.

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo, número de bombas en paralelo



1 bomba: $140 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$. 2 bombas: $250 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ y no $140 \times 2 = 280 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$. 3 bombas: $310 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$... 7 bombas: $380 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ y no $140 \times 7 = 980 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$.

Si todas las bombas son idénticas, cada bomba operará a un caudal aproximado de $50 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$

Un número excesivo de bombas en paralelo puede hacer que cada una opere muy a la izquierda del punto óptimo de diseño (*BEP*)

El aporte de caudal a partir de la tercera bomba es relativamente pequeño; en general, puede afirmarse la inclinación de las curvas de las bombas y de la curva del sistema afectarán a la selección del número límite de bombas a asociar.

Si la bomba opera en la región de caudal mínimo, pueden ocurrir: excesiva recirculación de flujo; baja eficiencia de la bomba; esfuerzos radiales excesivos; calentamiento

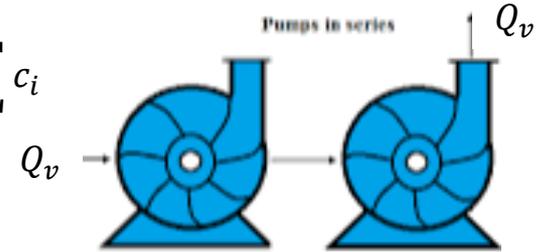
La repartición del flujo entre dos o más bombas operando en paralelo se justifica cuando: a) El flujo es demasiado grande; b) La *NPSHa* es demasiado baja; c) La operación debe soportar grandes oscilaciones de flujo; d) El motor requerido es demasiado grande.

Bombas arreglos en serie y paralelo; determinación de curvas analíticas H_p vs Q_v

Dadas n bombas rotodinámicas, si la curva analítica está determinada por: $H = H_0 - bQ_v - cQ_v^2 \quad \forall i: 1 \dots n$

En serie: $H_{p,serie} = \sum_i H_i$

$$\sum_i H_i = \sum_i H_{0i} - \sum_i b_i Q_{vi} - \sum_i c_i Q_{vi}^2 \rightarrow H_{p,serie} = \sum_i H_{0i} - Q_v \sum_i b_i - Q_v^2 \sum_i c_i$$

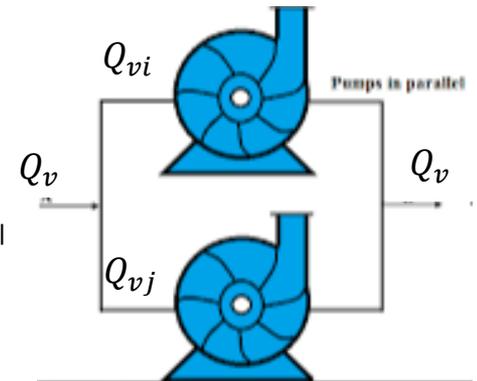


Si las bombas en serie son idénticas: $H_{p,serie} = nH_0 - nbQ_v - ncQ_v^2$

En paralelo: $Q_v = \sum_i Q_{vi}$ y $H_{p,paralelo} = H_{o,\parallel} - b_{\parallel}Q_v - c_{\parallel}Q_v^2$ donde $H_{o,\parallel}$, b_{\parallel} , c_{\parallel} deben ser determinados

H_1	$Q_{v1,H1}$	$Q_{vi,H1}$...	$Q_{vn,H1}$
H_2	$Q_{v1,H2}$	$Q_{vi,H2}$...	$Q_{vn,H2}$
H_3	$Q_{v1,H3}$	$Q_{vi,H3}$...	$Q_{vn,H3}$

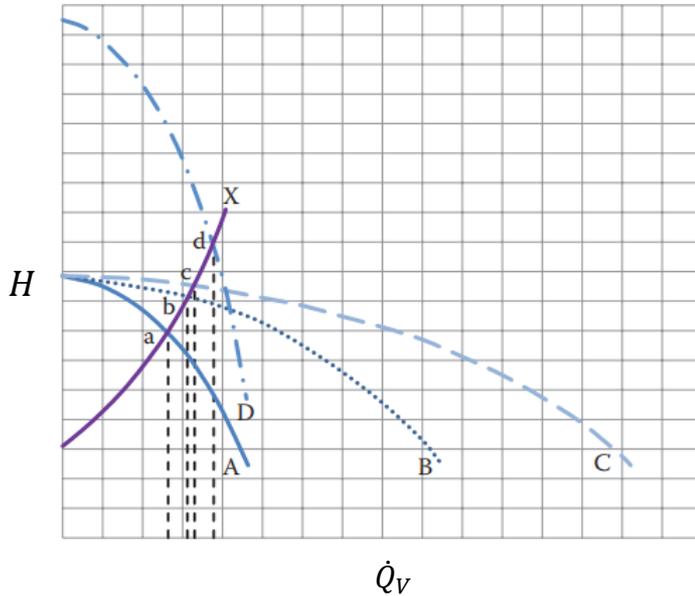
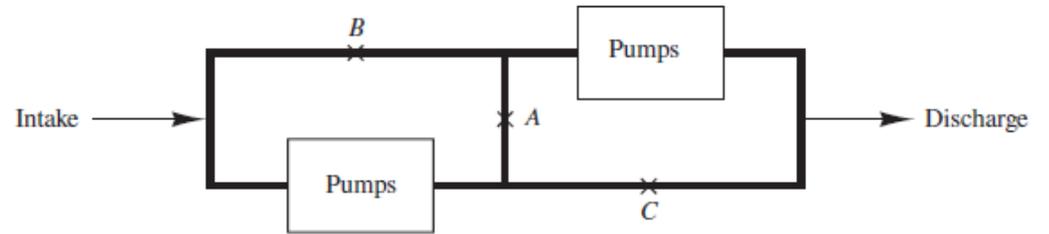
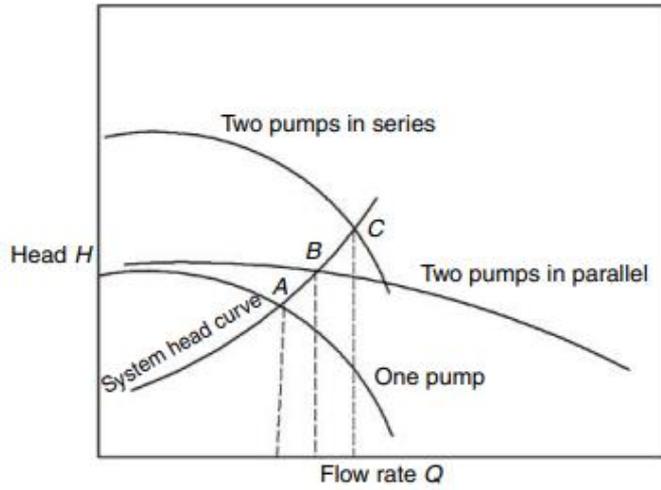
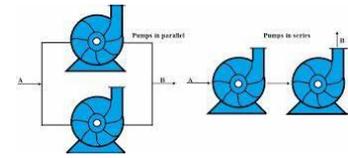
$$\begin{cases} H_1 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H1} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H1}^2 \right) c_{\parallel} \\ H_2 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H2} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H2}^2 \right) c_{\parallel} \\ H_3 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H3} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H3}^2 \right) c_{\parallel} \end{cases}$$



Si las bombas en paralelo son idénticas: $Q_{vi} = \frac{Q_v}{n}$

$$H_{p,paralelo} = H_0 - b \left(\frac{Q_v}{n} \right) - c \left(\frac{Q_v}{n} \right)^2$$

¿Bombas arreglos en serie o paralelo?



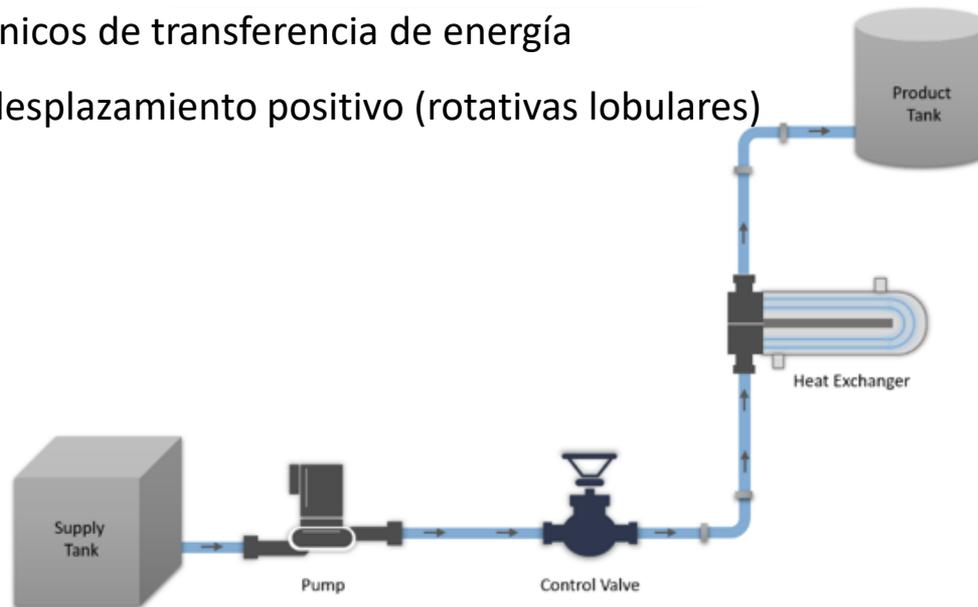
Arreglo de A+B: serie (D); en paralelo (C)

Operaciones Unitarias 1

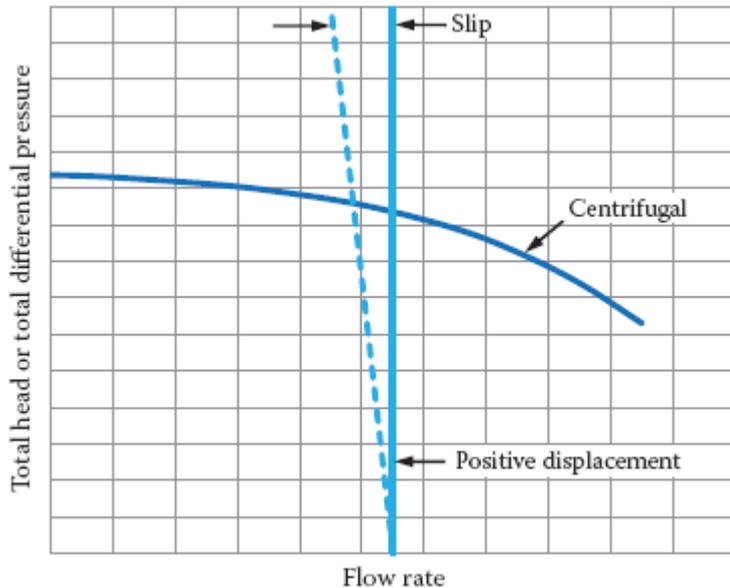
Elementos para el transporte de fluidos

➤ Dispositivos mecánicos de transferencia de energía

❖ Bombas de desplazamiento positivo (rotativas lobulares)

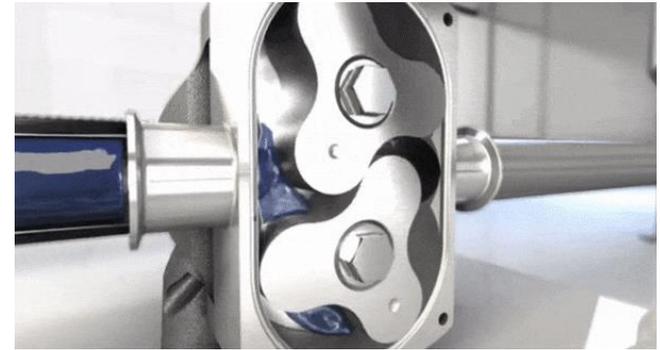


Bombas DP rotativas lobulares principio de funcionamiento



<https://youtu.be/QgH-egvg4jl>
Como funciona una bomba lobular

<https://youtu.be/8cNA9knnxGo>
Descripción de una bomba lobular



BDPRL

En una DP no existe una relación entre H vs \dot{Q}_V como en el caso de las bombas centrífugas.

Por su naturaleza, la bomba DP mueve un volumen fijo de fluido con cada ciclo o revolución (\dot{Q}_V constante para cualquier carga de bomba)

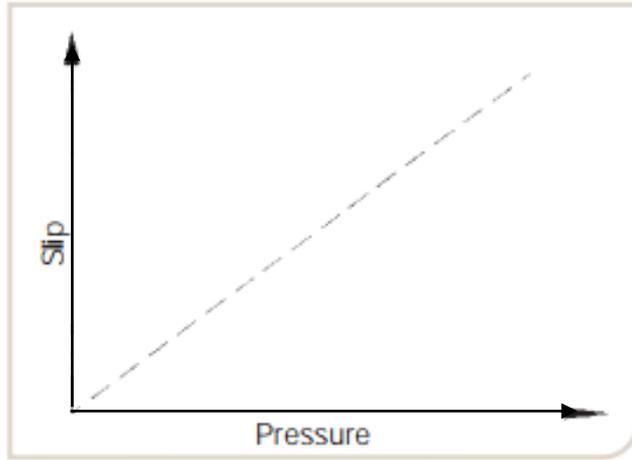
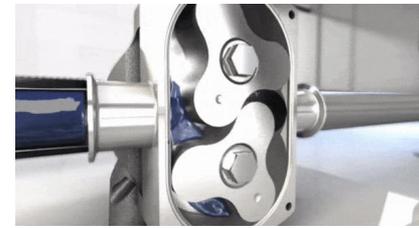
Una bomba DPRL produce el mismo caudal a una velocidad dada (en revoluciones por minuto RPM) sin estar asociada a la energía necesaria del sistema en la descarga. Los RPM no son necesariamente los del motor, ya que a mayoría de las DPRL utilizan cajas de engranajes para aumentar o disminuir la velocidad de funcionamiento.

La carga requerida será estrictamente una función de la carga *downstream* a entregar al sistema para vencer su resistencia al flujo y permitir el escurrimiento.

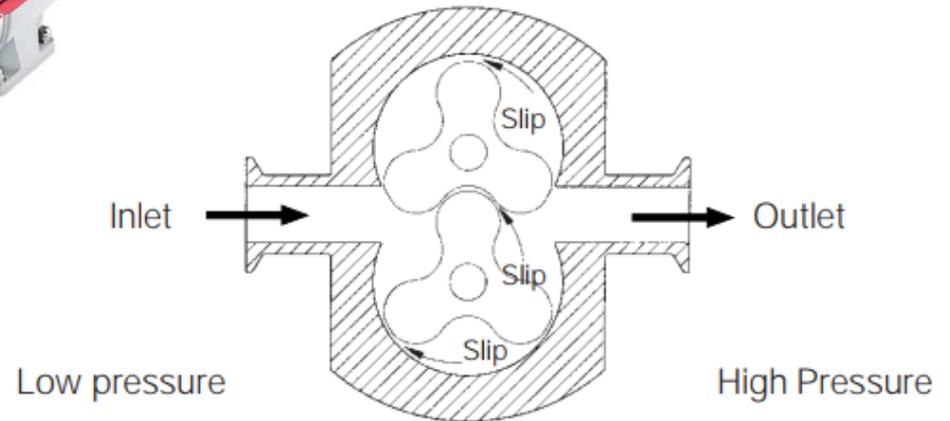
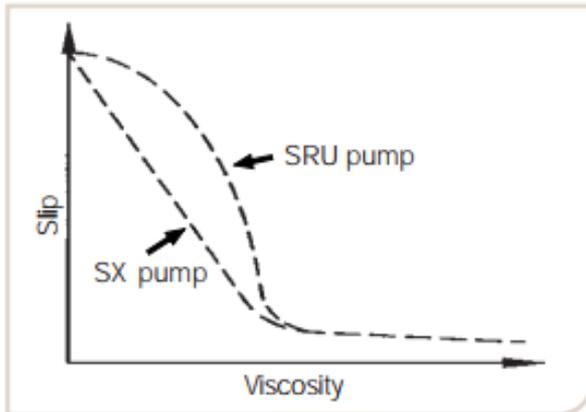
Los factores que determinan la cantidad de fluido bombeado son: la velocidad a la que giran los lóbulos (es decir, la velocidad de funcionamiento de la bomba y el deslizamiento (slip)).

Bombas DP rotativas lobulares principio de funcionamiento; *slip*

El deslizamiento (*slip*) es una fuga a través de los lóbulos en rotación que reduce el flujo de avance, al aumentar la presión *downstream* y disminuir la viscosidad.



ALFA
LAVAT

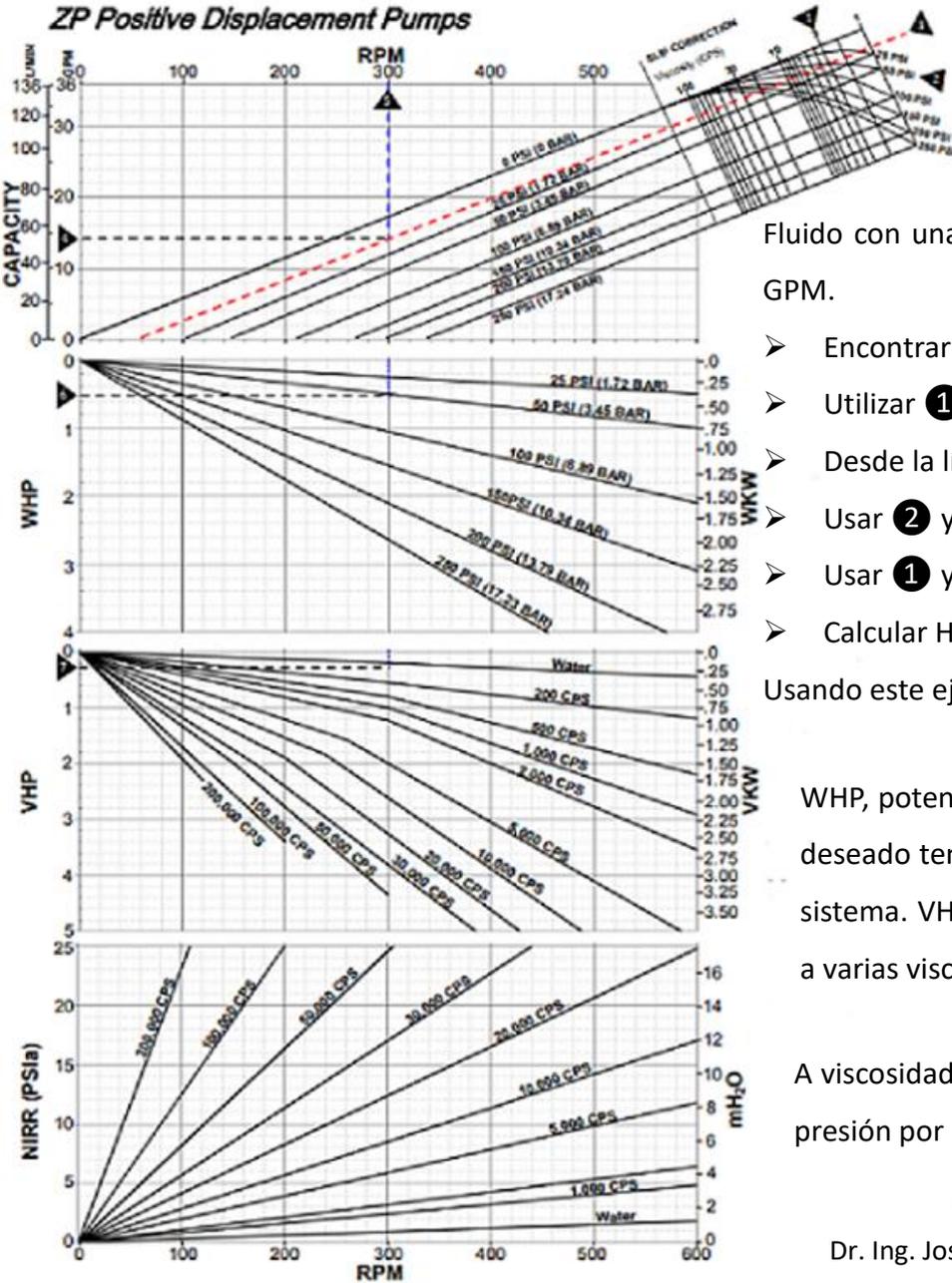


Bombas DP; curva de performance y NPSH.

[How to Read a Positive Displacement Pump Curve - Intro to Pumps - CSI \(csidesigns.com\)](http://csidesigns.com)



corrección de caudal y potencia por efecto de *slip*



Fluido con una viscosidad conocida de 3 cP, una presión de 50 psi y un caudal de 14 GPM.

- Encontrar la viscosidad ① y la presión calculada ②.
- Utilizar ① y ② para encontrar la línea de operación ③.
- Desde la línea operativa y el GPM requerido ④ encontrar el RPM ⑤.
- Usar ② y ⑤ para encontrar el WHP ⑥.
- Usar ① y ⑤ para encontrar VHP ⑦.
- Calcular $HP = WHP + VHP$.

Usando este ejemplo $HP = 0.5 + 0,25$ HP requerido.

WHP, potencia **externa** requerida para que la BDPRL seleccionada alcance el caudal deseado teniendo en cuenta la caída de presión anticipada de los componentes del sistema. VHP, potencia **interna** requerida para mantener la capacidad de la bomba a varias viscosidades. Hay un cierto requisito mínimo de potencia para forzar el giro.

A viscosidades superiores a 100 cP, se asume que el *slip* es no significativo a cualquier presión por lo que la lectura es en la diagonal correspondiente a 0 psi

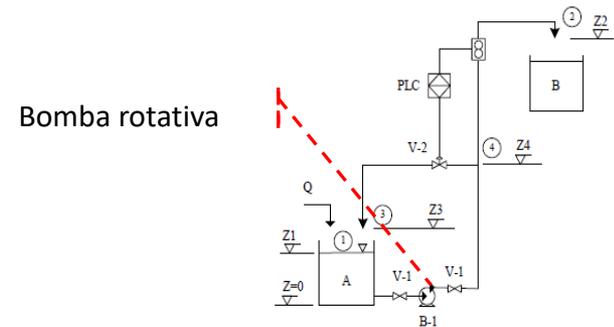
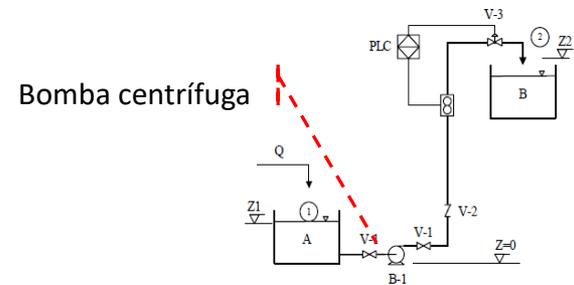
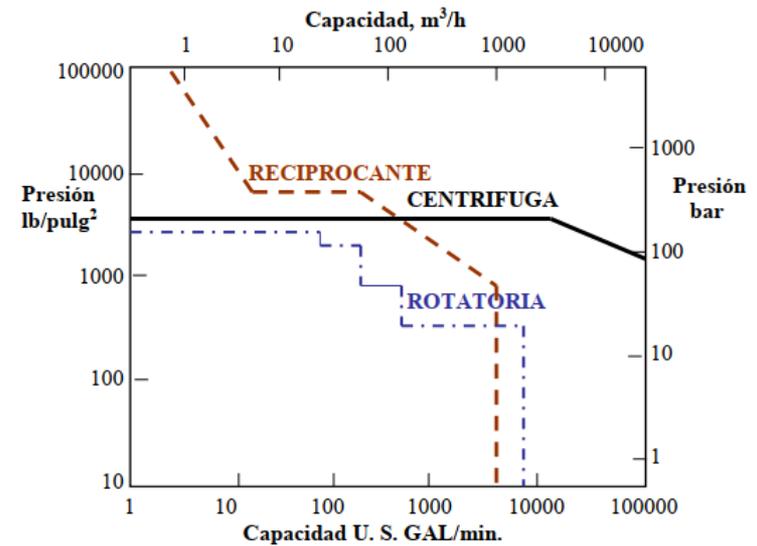
Bombas DP principio de funcionamiento

Control de flujo: 2 formas

- 1) Parte del flujo constante se puede desviar parcialmente hacia la succión o hacia un receptor,
- 2) cambiar la velocidad del impulsor.

Las bombas de desplazamiento positivo no son inmunes a la cavitación. La cantidad de daño causado dependerá de su construcción y velocidad.

La bomba de desplazamiento positivo de velocidad constante descarga un fluido que es esencialmente incompresible a un caudal fijo. El flujo es pulsante o puede ser bastante suave, según el tipo de bomba. En el caso de las bombas recíprocas, el flujo no es un verdadero flujo de estado estacionario, sino que se acelera y desacelera continuamente. Este cambio continuo en la velocidad del fluido requiere más energía o **carga de aceleración**, por lo que los modelos tradicionales de pérdida por fricción pueden no ser completamente precisos al realizar análisis de flujo.



Los requerimientos de instalación pueden ser diferentes.