

Bombas

PME 3230 - Mecânica dos Fluidos I

PME/EP/USP

Prof. Antonio Luiz Pacífico

2º Semestre de 2016

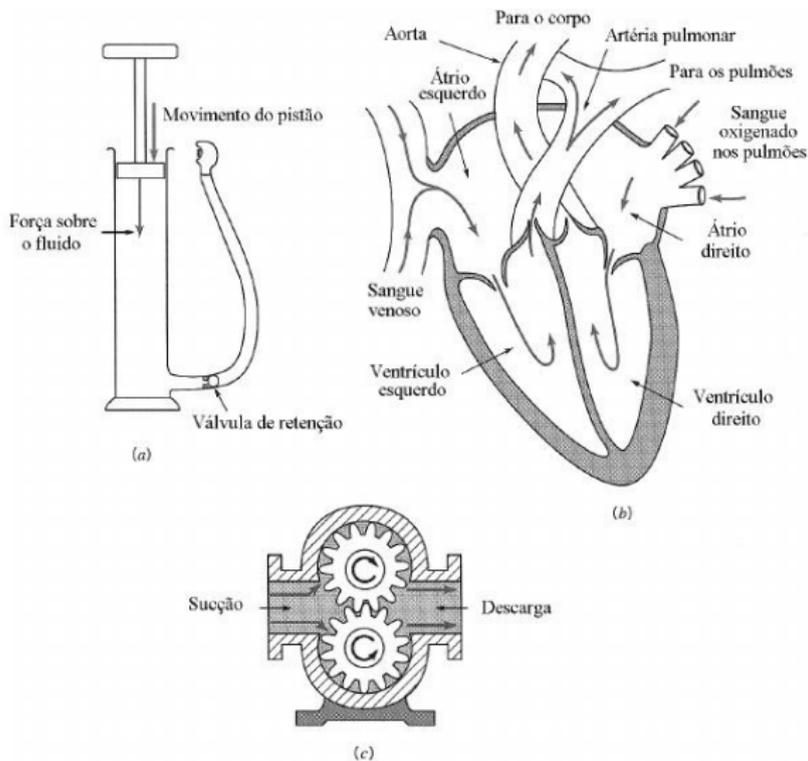
- 1 Introdução
- 2 Bomba Centrífuga
- 3 Grupos Adimensionais e Semelhança

Uma bomba é uma máquina de fluxo. Máquinas de fluxo "são dispositivos mecânicos que tanto extraem energia de um fluido (turbina) quanto adicionam energia ao fluido (bomba). Estas transferências de energia são propiciadas pelas interações dinâmicas entre o dispositivo e o fluido."(Munson)

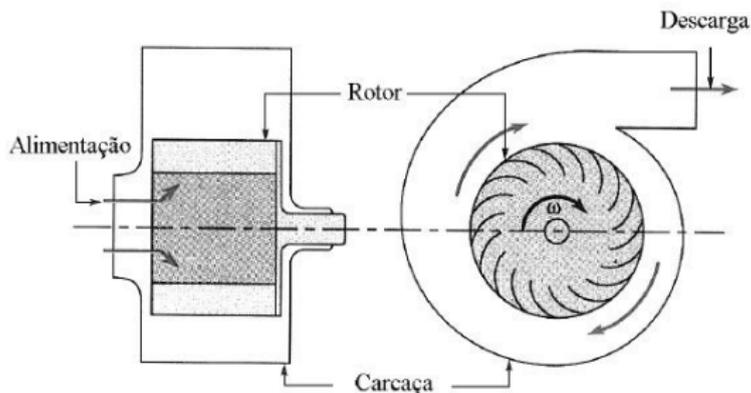
As bombas são máquinas de fluxo que adicionam energia ao fluido - realizam trabalho sobre o fluido. Turbinas são máquinas de fluxo que extraem energia do fluido - o fluido realiza trabalho sobre a turbina.

As máquinas de fluxo podem ser divididas em duas categorias principais: máquinas de deslocamento positivo (denominadas estáticas) e turbo máquinas (denominadas dinâmicas). Este capítulo trata apenas das turbo máquinas.

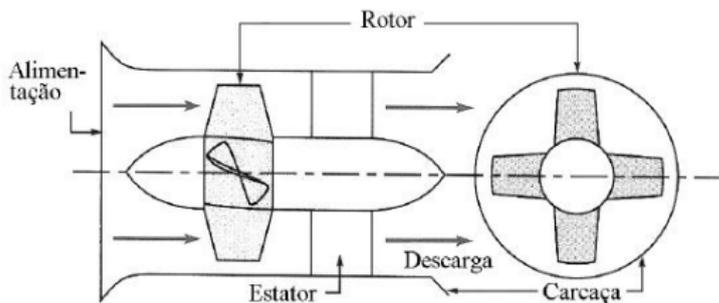
Introdução: exemplos de bombas de deslocamento positivo



Introdução: exemplos de turbomáquinas



(a) Ventilador com escoamento radial



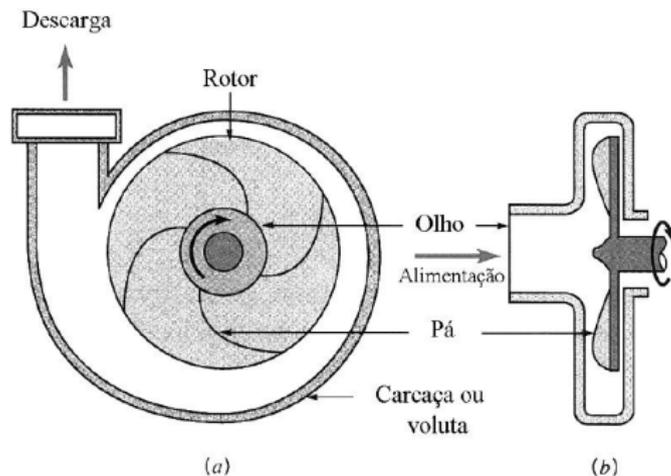
(b) Ventilador com escoamento axial

”As máquinas de fluxo podem ser classificadas de acordo com a direção principal do escoamento na máquina, ou seja, estas podem ser de escoamento axial, misto ou radial. Assim, a direção preponderante do escoamento numa máquina axial é a do eixo da máquina (da seção de alimentação até a de descarga da máquina). Já numa máquina radial, o escoamento na seção de alimentação do rotor, ou na seção de descarga do rotor (ou em ambas as seções), é praticamente radial. Nas outras máquinas, denominadas de fluxo misto, o escoamento no rotor apresenta componentes significativas nas direções axial e radial.”(Munson)

Toda máquina de fluxo possui um rotor, ou impelidor, que proporciona aceleração ao fluido para que esta adquira energia cinética. Este rotor é caracterizado por um conjunto de pás ou palhetas que, em contanto com o fluido, o impelem. Estas pás estão solidárias a um eixo girante pelo qual o trabalho do motor (geralmente elétrico) é transferido ao fluido.

Bomba Centrífuga

Componentes: (1) rotor que contém uma série de pás, montado num eixo; e (2) carcaça (voluta).



Conforme o rotor gira, o fluido é succionado através da seção de alimentação da bomba e escoa radialmente para fora da bomba. Tanto a pressão quanto a velocidade absoluta são aumentadas ao longo do escoamento no rotor. O formato da carcaça é projetado para reduzir a velocidade do escoamento que é descarregado do rotor \Rightarrow aumento de pressão.

Bomba Centrífuga

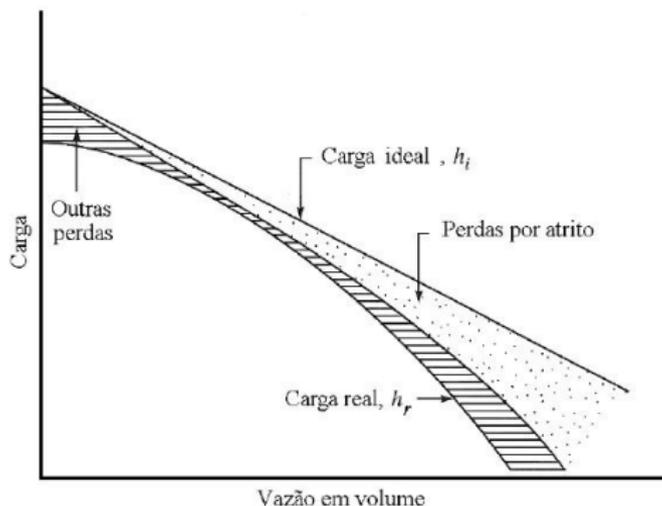


Figura: Rotores: aberto (esquerda) e fechado (direita)

As bombas podem apresentar um único ou múltiplos estágios. Para as de único estágio, somente um rotor é montado no eixo, enquanto vários rotores são montados no mesmo eixo nas bombas multi-estagiadas. Os estágios operam em série, isto é, a descarga do primeiro estágio escoar para o seguinte e assim sucessivamente até o último.

Bomba Centrífuga

A figura ao lado mostra as curvas de carga ideal e real (genéricas) para uma bomba centrífuga. A figura mostra que a curva de carga real, h_r em função da vazão volumétrica, Q , fica abaixo da curva de aumento ideal

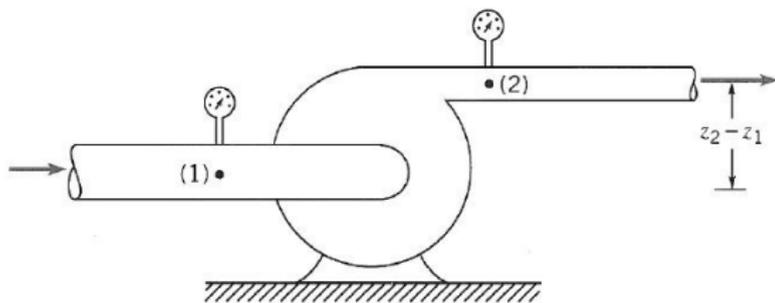


de carga, h_i , e também que a diferença entre as cargas não é constante, uma vez que as perdas são provocadas, principalmente, pelo atrito nas passagens das pás, que variam com Q^2 . Outras perdas estão relacionadas com a separação do escoamento, ao escoamento nas folgas entre o rotor e a carcaça e outros efeitos típicos de escoamentos tridimensionais.

Bomba Centrífuga

Para o cálculo do aumento real de carga do fluido provocado pela bomba, considera-se a equação da energia entre os pontos 1 e 2 da figura abaixo.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot \bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_r = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot \bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$



Como, praticamente em todos os casos de aplicação de bombas o escoamento é turbulento à montante e à jusante, $\alpha_1 \approx \alpha_2 \approx 1$. Segue-se que:

$$h_r = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_2 - z_1$$

Bomba Centrífuga

Para pequenas variações de velocidade (geralmente as tubulações de sucção e recalque têm diâmetros próximos) e pequenas variações de altura entre (1) e (2):

$$h_r \approx \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

A potência que a bomba transfere ao fluido, \dot{W}_f é dada por:

$$\dot{W}_f = \gamma \cdot Q \cdot h_r$$

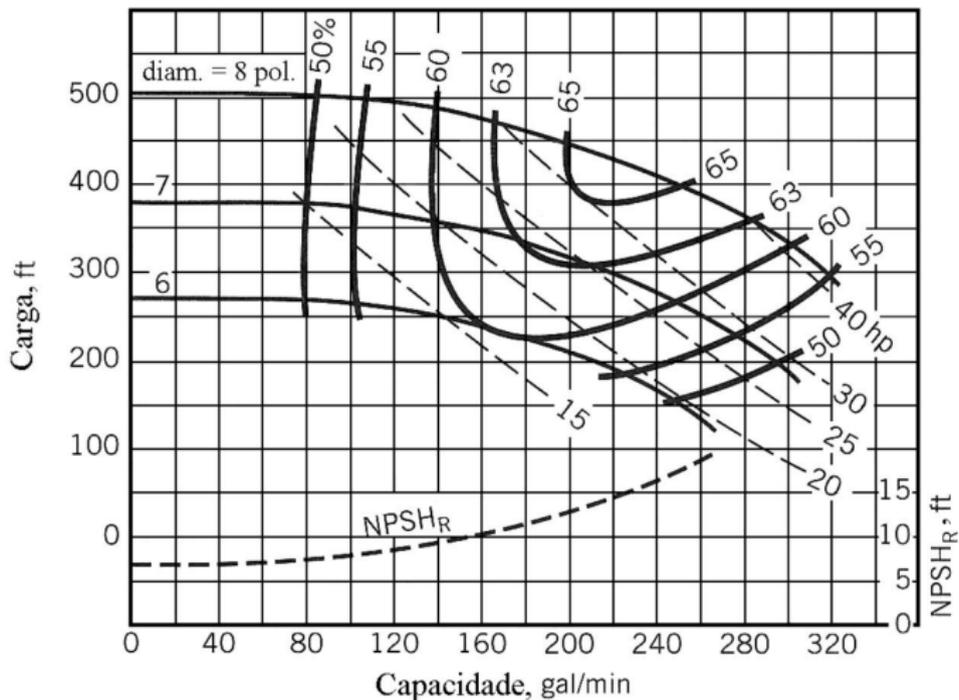
O rendimento global da bomba, η , é definido por:

$$\eta = \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_{eixo}}$$

O rendimento é dado pelo produto de três eficiências: a eficiência hidráulica, η_h ; a eficiência mecânica, η_m ; e a eficiência volumétrica, η_v , tal que:

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

Bomba Centrífuga: exemplo curvas características (3500 rpm)



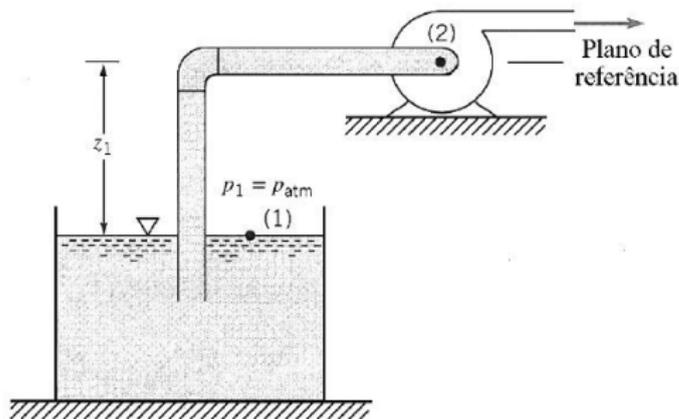
NPSH: Net Positive Suction Head

Uma vez que a pressão na seção de sucção das bombas normalmente é baixa, há a possibilidade de ocorrer cavitação dentro da bomba. Isto provoca uma perda na eficiência e danos estruturais na bomba. De modo a quantificar o potencial de cavitação, utiliza-se a diferença entre a carga total na seção de sucção da bomba, $p_s/\gamma + \overline{V}_s^2/(2.g)$, e a carga de pressão relativa a pressão de vapor do líquido, p_v/γ . A posição de referência para a carga de elevação é a linha de centro da seção de entrada do rotor. Esta diferença é chamada de *NPSH*:

$$NPSH = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{\overline{V}_s^2}{2.g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

Existem dois valores de *NPSH* que interessam: (a) o chamado *NPSH* requerido, ou $NPSH_R$, que o é valor a ser mantido (ou excedido) de modo a garantir que a cavitação não ocorra; e (b) o *NPSH* disponível, ou $NPSH_D$, que representa a carga que realmente ocorre no sistema hidráulico específico.

NPSH: Net Positive Suction Head



$$\frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{\bar{V}_s^2}{2.g} + h_L$$

$$\frac{p_s}{\gamma} + \frac{\bar{V}_s^2}{2.g} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 - h_L$$

$$NPSH_D = \frac{p_{atm}}{\gamma} - z_1 - h_L - \frac{p_v}{\gamma}$$

Como, geralmente, o valor conhecido de p_v é absoluto, é comum considerar a pressão atmosférica local nos cálculos de $NPSH_D$. Finalmente, para garantir a integridade da bomba (ausência de cavitação):

$$NPSH_D > NPSH_R$$

Note que, para bombas "afogadas" é mais garantido obter-se $NPSH_D > NPSH_R$.

Enunciado: Uma bomba centrífuga está posicionada acima de um grande tanque de água aberto. A vazão na bomba é $0,0142 \text{ m}^3/\text{s}$. Nesta vazão, o NPSHR especificado pelo fabricante é igual a $4,57 \text{ m}$. Se a temperatura da água e a pressão atmosférica forem iguais a $27 \text{ }^\circ\text{C}$ e $1,01 \text{ bar}$, determine a altura máxima na qual a bomba pode ser colocada acima da superfície da água sem que ocorra cavitação. Admita que a perda de carga entre o tanque e a entrada da bomba é devida a um filtro na entrada do tubo (coeficiente de perda de carga singular, $K = 20$). As outras perdas podem ser desprezadas. O tubulação de sucção da bomba apresenta diâmetro igual a $101,6 \text{ mm}$.
[Munson, Ex. 12.3, 4a Edição]

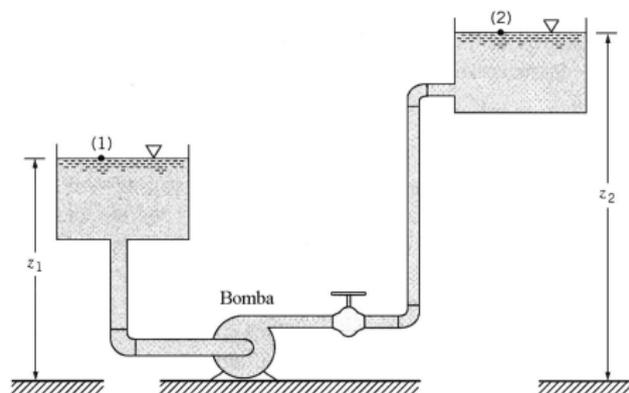
Curvas Características

A eq. da energia aplicada entre (1) e (2) fornece:

$$h_r = z_2 - z_1 + h_L$$

Sabe-se que $h_L \propto Q^2$, logo:

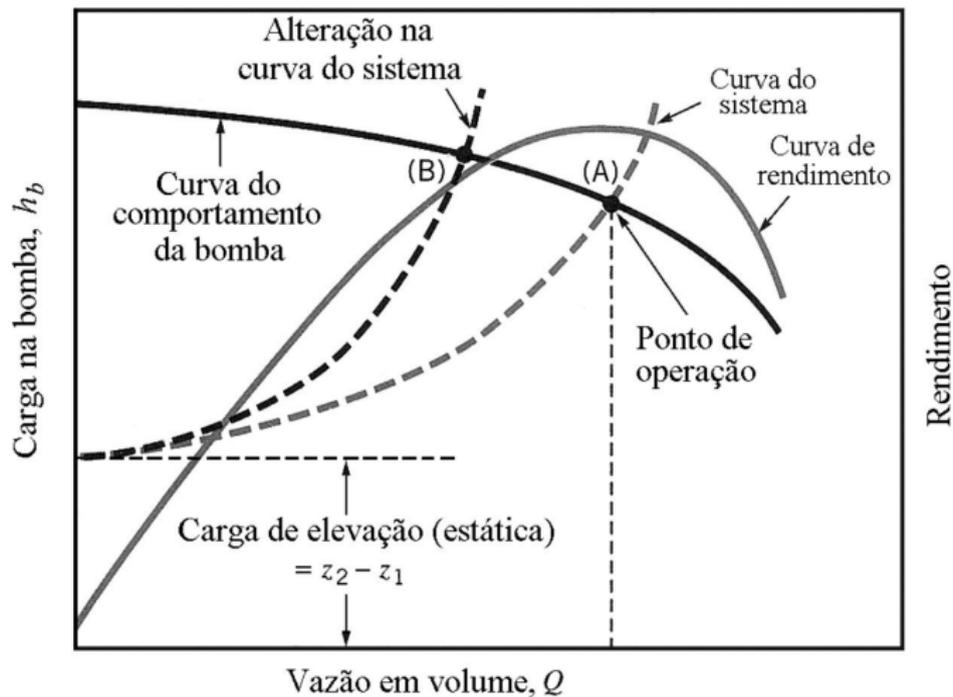
$$h_r = z_2 - z_1 + C \cdot Q^2$$



onde C é um coeficiente de proporcionalidade que depende do diâmetro, D , e comprimento do, L , do duto; do fator de atrito, f ; e dos coeficientes de perda de carga localizadas do circuito hidráulico, K .

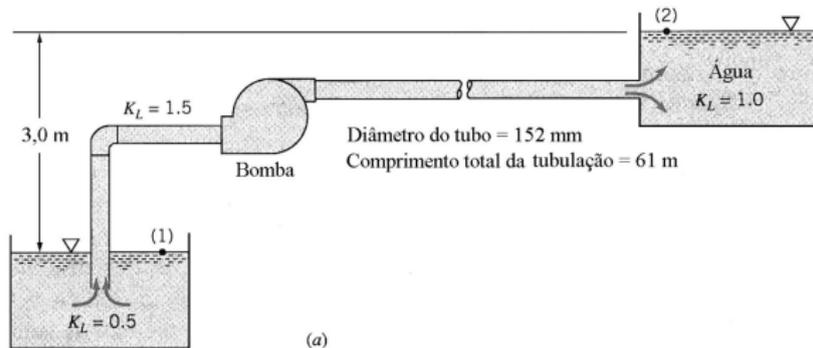
Cada sistema tem sua curva de perda de carga específica. Deve-se observar que se o escoamento for laminar $h_L \propto Q$, e não mais a Q^2 . Só existe uma relação entre a carga transferida ao fluido e a vazão (que é definida pela curva característica da bomba). Estas características são ilustradas na figura a seguir.

Curvas Características



Exercício de Aula 2

Enunciado: Deseja-se bombear água de um grande tanque aberto para outro grande tanque aberto com o sistema mostrado na figura abaixo. O diâmetro dos tubos é 152 mm e o comprimento total da tubulação (entre as seções de entrada e descarga da tubulação) é igual a 61 m. Os coeficientes de perdas localizadas para a entrada, saída e para a curva estão mostradas na figura. O fator de atrito no tubo pode ser admitido constante e igual a 0,02. Uma determinada bomba centrífuga, que apresenta a curva característica mostrada na figura a seguir, é sugerida como sendo uma boa opção para o sistema hidráulico. Com esta bomba, qual será a vazão entre os tanques? Você acha que esta bomba é adequada para o sistema? [Munson, Ex. 12.4, 4a Edição]

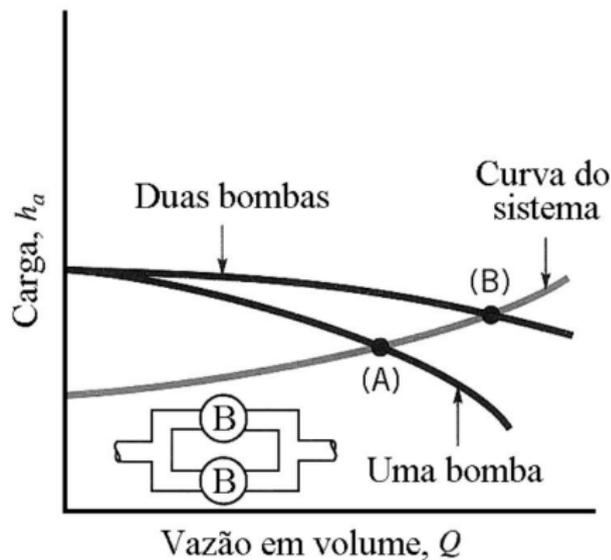
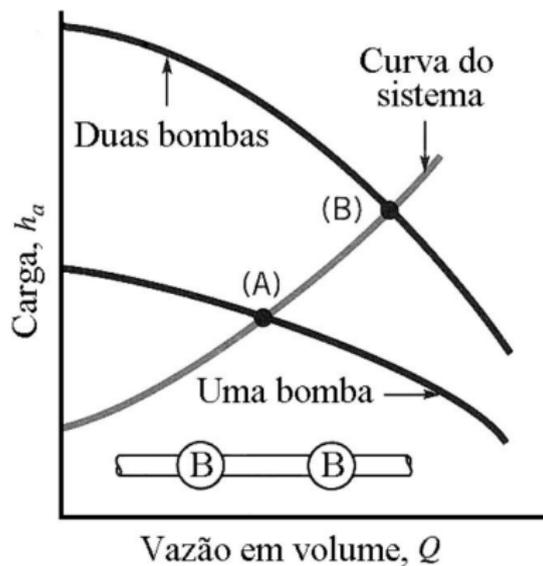


Arranjos em Série e em Paralelo

As bombas podem ser arranjadas em série ou em paralelo para fornecer maior carga ou vazão. Quando duas bombas são colocadas em série, a curva característica do conjunto de bombas é obtida adicionando-se as cargas das bombas na mesma vazão. Neste caso a carga transferida ao fluido e a vazão aumentam mas não são dobradas no mesmo sistema.

Para duas bombas idênticas em paralelo, a curva característica do conjunto de bombas é obtida adicionando-se as vazões na mesma carga. A vazão para o sistema não será igual ao dobro do valor original com a utilização de duas bombas em paralelo para o mesmo sistema. Entretanto, para uma curva de sistema relativamente plana, é possível obter um aumento significativo da vazão no sistema.

Arranjos em Série e em Paralelo



Grupos Adimensionais e Semelhança

As principais variáveis dependentes de uma bomba são:

- a carga real, h_r ;
- a potência de eixo, \dot{W}_{eixo} ; e
- a eficiência (ou rendimento), η .

Além disso, se espera que estas variáveis dependam:

- do diâmetro do impelidor, D ;
- outro(s) comprimentos característicos da bomba, l_i ;
- da rugosidade superficial, ε ;
- da vazão, Q ;
- da velocidade angular, ω ;
- da viscosidade, μ , e da massa específica, ρ , do fluido.

Finalmente, considera-se que o fluido seja incompressível. Logo,

$$\text{Variável dependente} = f(D, l_i, \varepsilon, Q, \omega, \mu, \rho)$$

Grupos Adimensionais e Semelhança

Aplicando análise dimensional, obtém-se:

$$\text{Termos } \Pi \text{ dependentes} = \phi \left(\frac{l_j}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega \cdot D^3}, \frac{\rho \cdot \omega \cdot D^2}{\mu} \right)$$

São três os termos Π dependentes:

Coefficiente de aumento de carga, C_H :

$$C_H = \frac{g \cdot h_r}{\omega^2 \cdot D^2}$$

Coefficiente de potência, C_B :

$$C_B = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5}$$

Eficiência, η :

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot h_r}{\dot{W}_{eixo}}$$

Assim,

$$C_H = \frac{g \cdot h_r}{\omega^2 \cdot D^2} = \phi_1 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega \cdot D^3}, \frac{\rho \cdot \omega \cdot D^2}{\mu} \right)$$

$$C_B = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5} = \phi_2 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega \cdot D^3}, \frac{\rho \cdot \omega \cdot D^2}{\mu} \right)$$

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot h_r}{\dot{W}_{eixo}} = \phi_3 \left(\frac{l_i}{D}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{Q}{\omega \cdot D^3}, \frac{\rho \cdot \omega \cdot D^2}{\mu} \right)$$

Simplificações: o termo $(\rho \cdot \omega \cdot D^2)/\mu$ é semelhante ao número de Reynolds, Re. Para bombas Re é, na grande maioria dos casos, elevado e, para Re elevados a própria influência deste parâmetro é desprezível (vide Diagrama de Moody!); também despreza-se a rugosidade relativa, ε/D , uma vez que as irregularidades da carcaça são muito maiores que esta rugosidade; finalmente, pode-se desprezar l_i/D se forem consideradas apenas bombas geometricamente semelhantes, que é o caso de estudo aqui.

Segue-se que,

$$C_H = \phi_1 \left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3} \right)$$

$$C_B = \phi_2 \left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3} \right)$$

$$\eta = \phi_3 \left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3} \right)$$

O termo $Q/(\omega \cdot D^3)$ é conhecido como coeficiente de vazão, C_Q .

Se duas bombas, A e B , forem geometricamente semelhantes, então:

$$C_{QA} = C_{QB} ; C_{HA} = C_{HB} ; C_{BA} = C_{BB} ; \eta_A = \eta_B$$

Finalmente,

$$\eta = \frac{C_Q \cdot C_H}{C_B}$$

Grupos Adimensionais e Semelhança

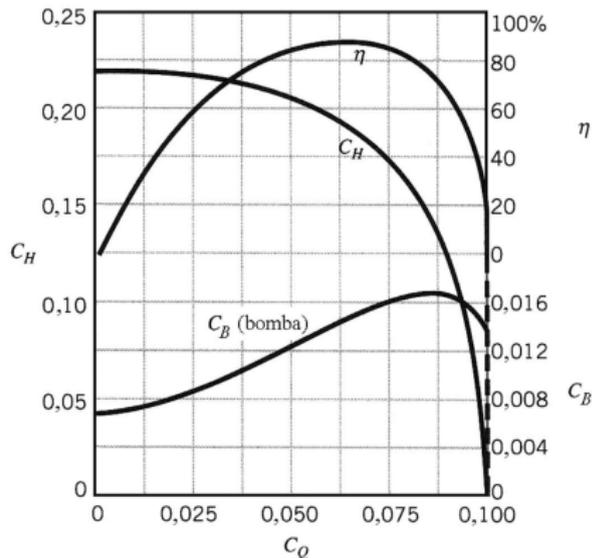
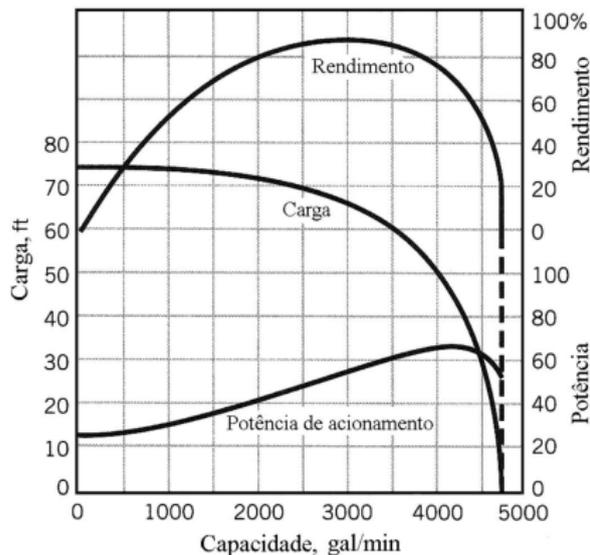


Figura: (a) curvas relativas a uma bomba com rotor de 12 polegadas operando a 1000 rpm; (b) curvas características adimensionais.

Enunciado: Uma bomba com diâmetro igual a 203,2 mm opera a 1200 rpm e é geometricamente semelhante a uma outra bomba, com diâmetro de 304,8 mm, que apresenta as características fornecidas pelas curvas das figuras do *slide* anterior (quando opera a 1000 rpm). Determine a carga real e a potência de acionamento da bomba pequena quando esta estiver operando em eficiência máxima. Considere que as bombas trabalham com água a 16 °C. [Munson, Ex. 12.5, 4a Edição]

Leis Especiais de Semelhança

Mantidos C_Q e D , tem-se:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{\omega_A}{\omega_B} ; \frac{h_{r,A}}{h_{r,B}} = \frac{\omega_A^2}{\omega_B^2} ; \frac{\dot{W}_{eixo,A}}{\dot{W}_{eixo,B}} = \frac{\omega_A^3}{\omega_B^3}$$

Mantidos C_Q e ω , tem-se:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{D_A^3}{D_B^3} ; \frac{h_{r,A}}{h_{r,B}} = \frac{D_A^2}{D_B^2} ; \frac{\dot{W}_{eixo,A}}{\dot{W}_{eixo,B}} = \frac{D_A^5}{D_B^5}$$

Os efeitos da viscosidade e da rugosidade superficial foram desprezados nas análises que levaram às relações anteriores. Munson sugere a seguinte correlação empírica aproximada para ser utilizada para estimar a influência da diminuição do tamanho da bomba:

$$\frac{1 - \eta_B}{1 - \eta_A} \approx \left(\frac{D_A}{D_B} \right)^{1/5}$$

Rotação Específica

A rotação específica, N_s , é um termo Π muito útil, obtido com a eliminação do diâmetro, D , mediante a combinação do coeficiente de vazão com o coeficiente de carga real:

$$N_s = \frac{\left(\frac{Q}{\omega \cdot D^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{g \cdot h_r}{\omega^2 \cdot D^2}\right)^{3/4}} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(g \cdot h_r)^{3/4}}$$

A rotação específica de uma bomba que apresenta Q baixa e h_r alta é menor do que a rotação específica de uma bomba que apresenta Q alta h_r baixa.

