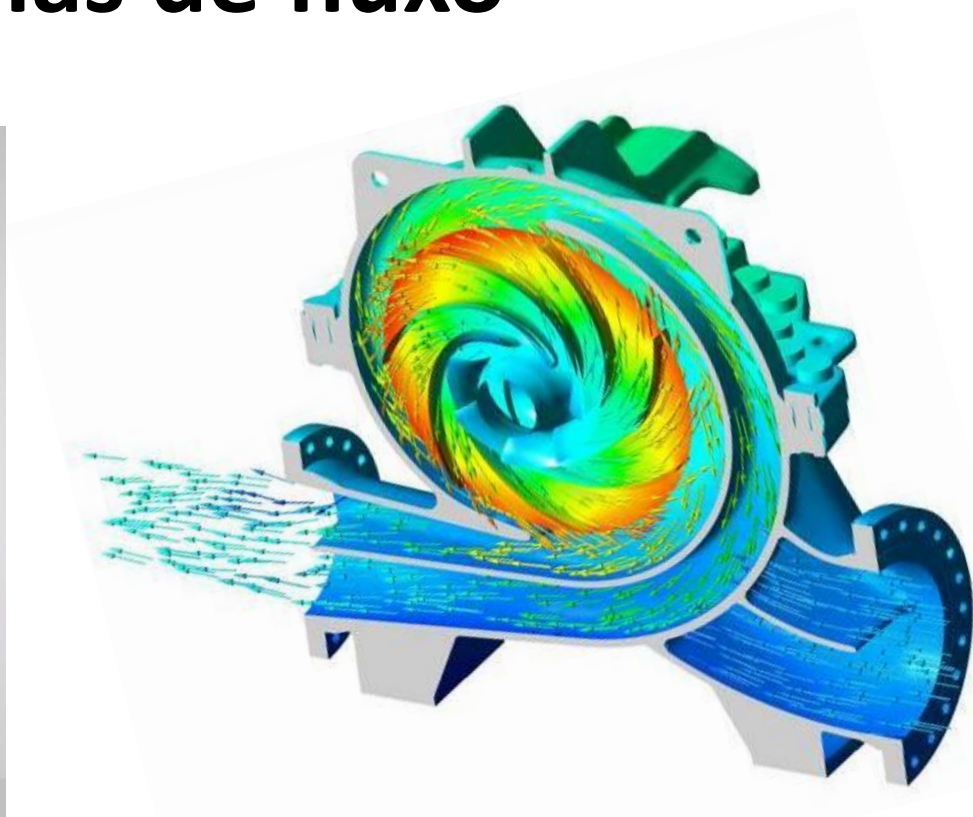


# Máquinas de fluxo



Bomba de Dupla Sucção Bipartida Axialmente - Sulzer



PMC 3222

Prof. Dr Marcos Tadeu Pereira

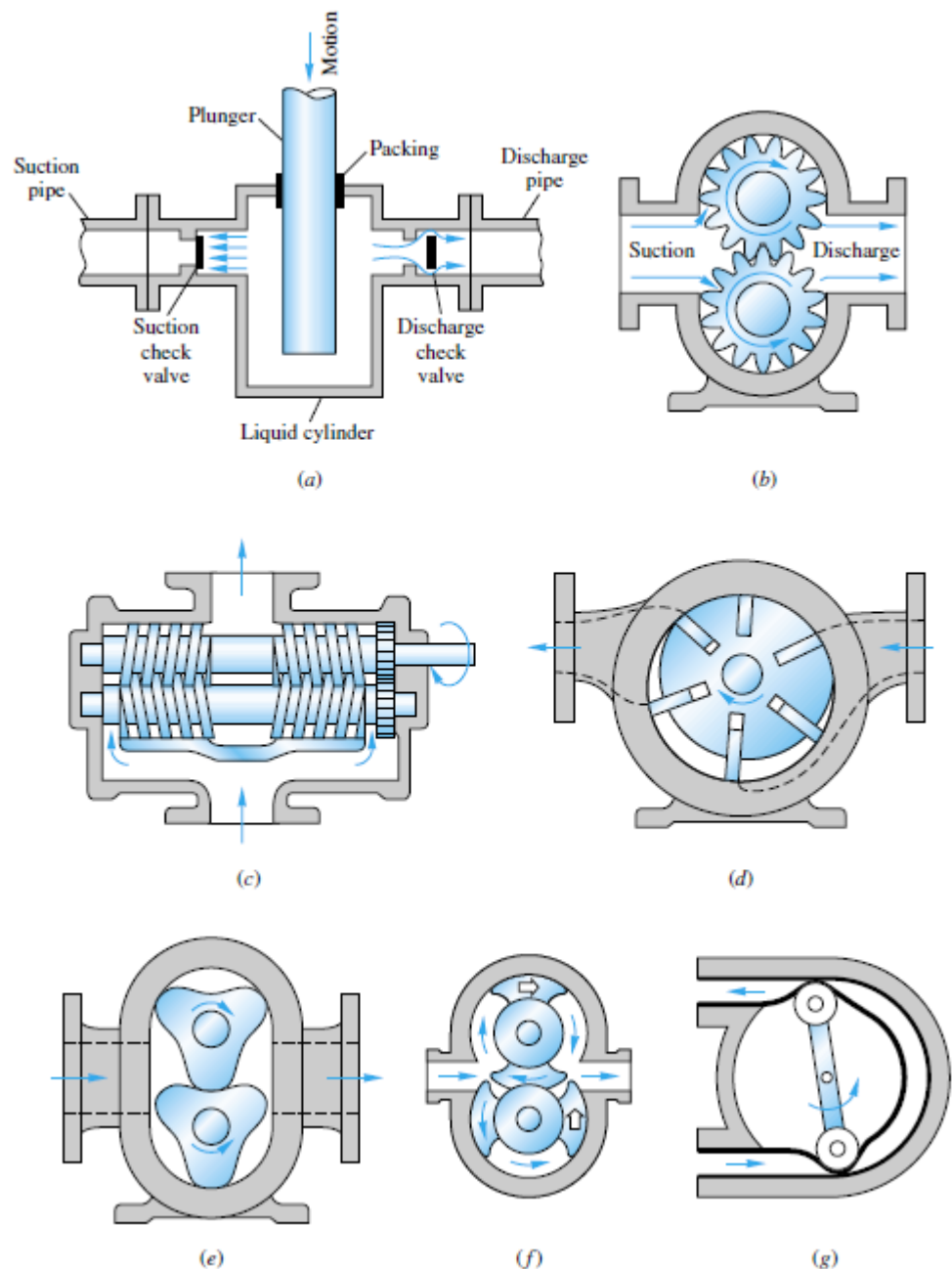
2018

(Diversas figuras retiradas da internet sem identificação de origem)



# Bombas de deslocamento positivo

- a) Pistão recíproco
- b) Engrenagens
- c) Parafuso duplo
- d) Pás deslizante (sliding vane)
- e) Lóbulos
- f) Pistão duplo circunferencial
- g) Tubo flexível



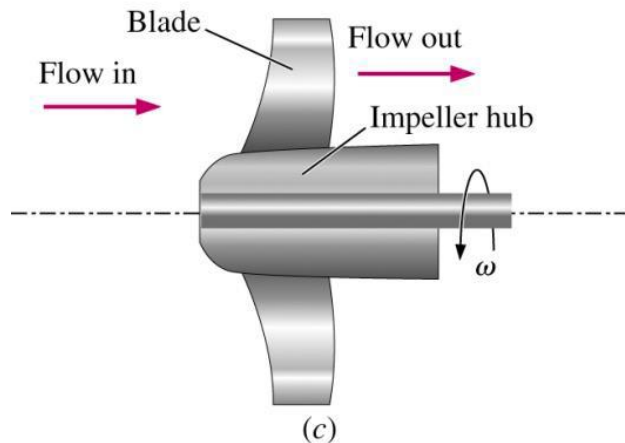
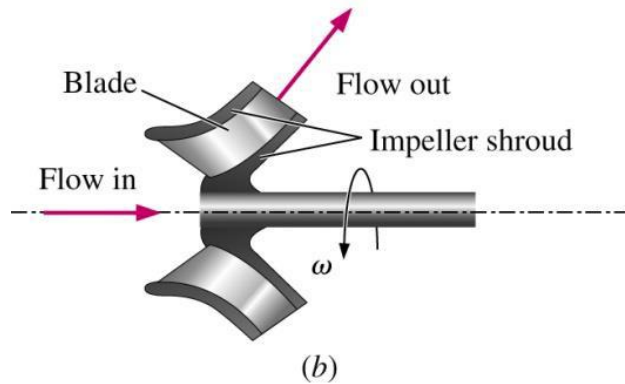
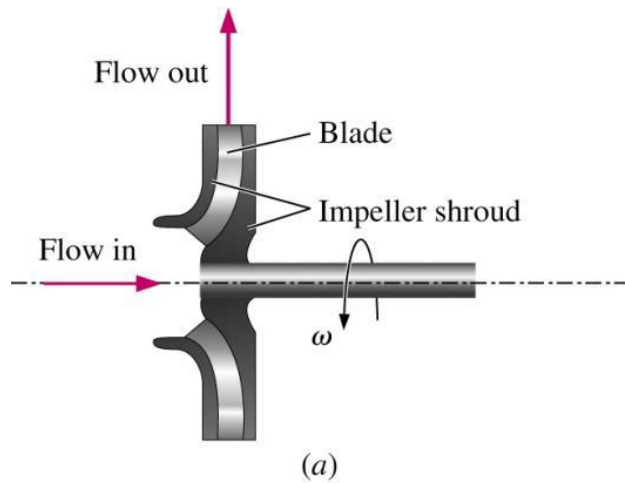


# Bombas dinâmicas

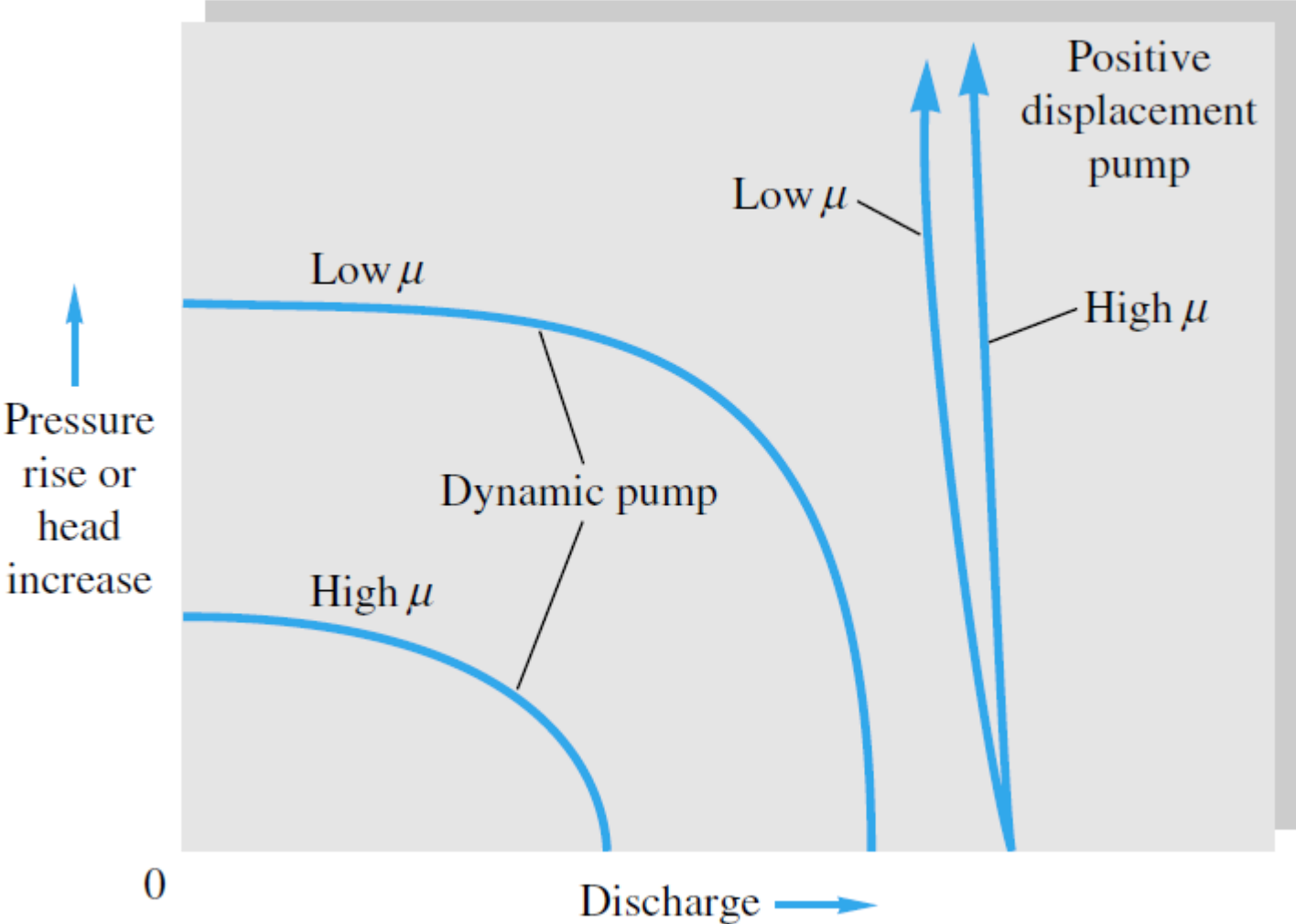
Centrífugas – fluido entra axial e sai radial

Fluxo misto – fluido entra axial e sai em ângulo

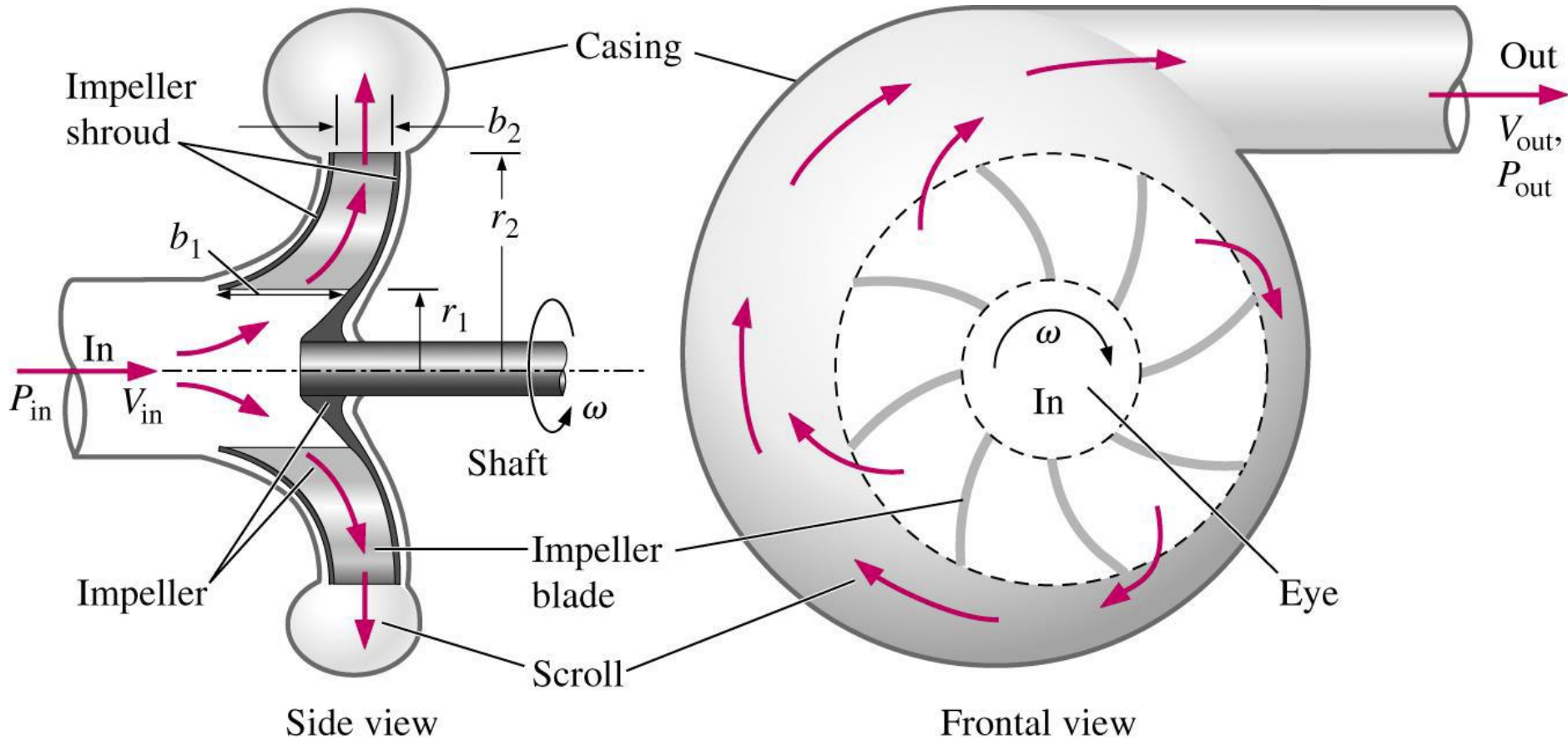
Axial: fluido entra e sai axial



# Curvas de bombas centrífugas e de bombas de deslocamento positivo



# Bomba centrífuga



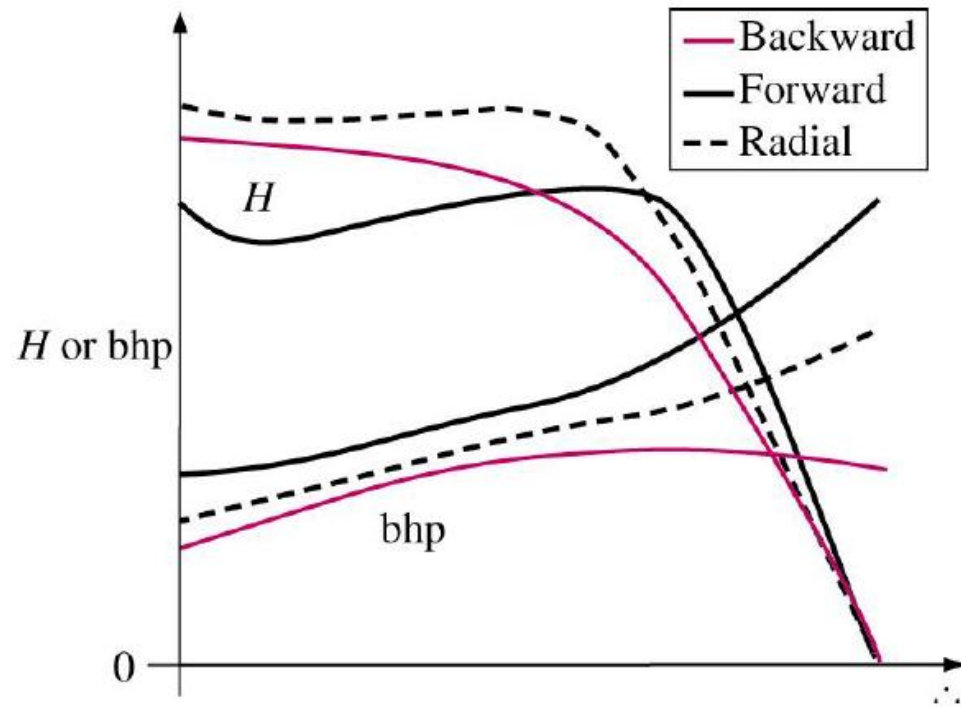
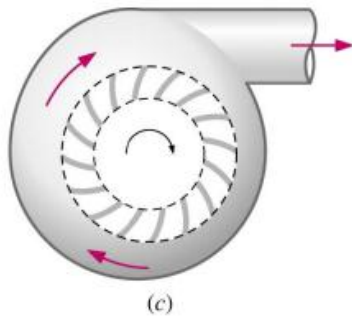
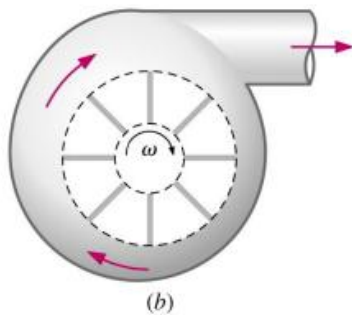
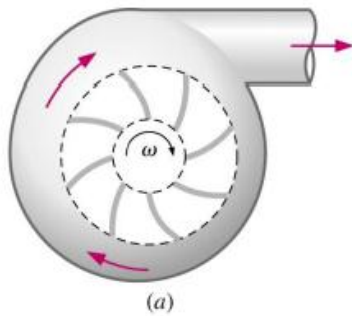


Ventilador centrífugo, regido pelas mesmas leis da bombas centrífugas



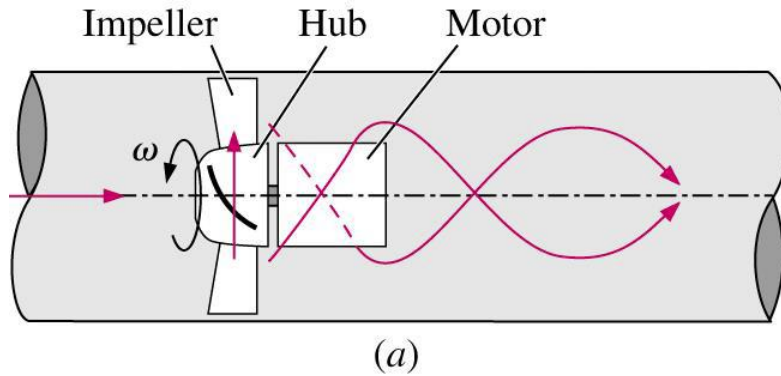
# Bomba centrífuga:

forma das pás e influência nas curvas características

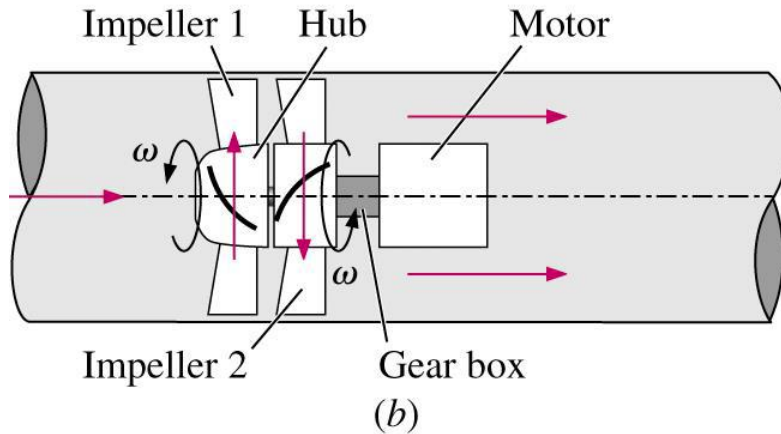


# Bombas axiais dutadas

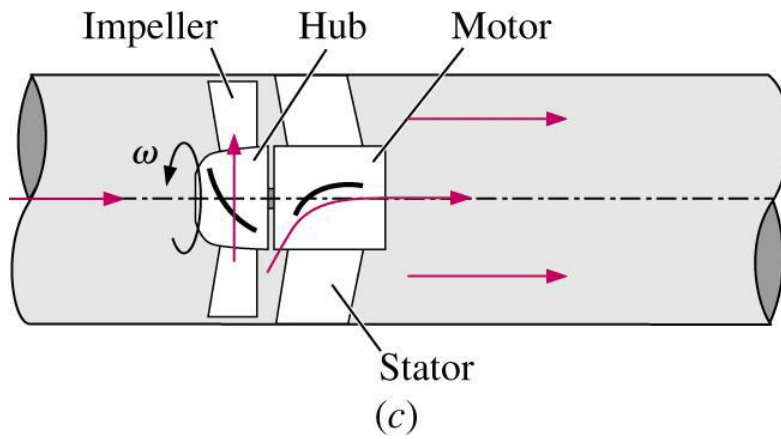
Tubeo-axial = vórtice a jusante



Impelidor axial contra-rotativo: vórtice removido. Primeiros projetos de torpedo



Impelidor com pás guias axiais (vane axial) = vórtice removido.





# **Equacionamento hidráulico**



Curvas Características

Coeficientes

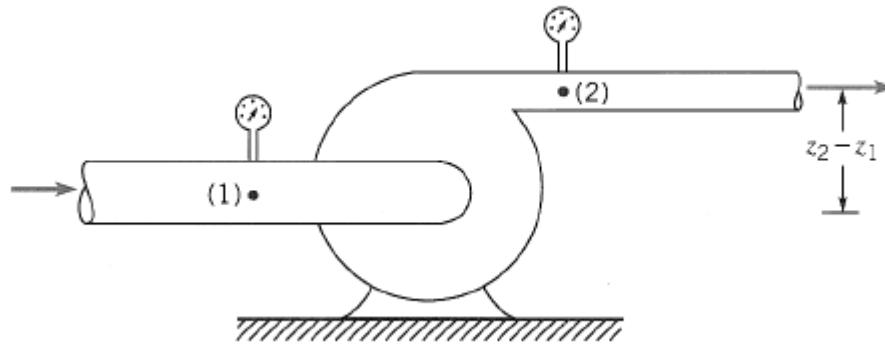
Best Efficiency Point-BEP

$$\dot{w}_m = \gamma QH \quad bhp = \omega T \quad \eta = \frac{\dot{w}_m}{bhp} = \frac{\gamma QH}{\omega T}$$

$$C_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad C_H = \frac{gH}{N^2 D^2} \quad C_W = \frac{W_{bhp}}{\rho N^3 D^5} \quad \eta = \frac{C_H C_Q}{C_W} = \frac{\gamma QH}{bhp}$$

$$NPSH = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q^*}}{(gH^*)^{\frac{3}{4}}} \quad \text{com } N = \text{RPM} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad N_{sd} = \frac{N(\text{RPM})\sqrt{Q(\text{gpm})}}{(H(\text{pés}))^{\frac{3}{4}}}$$



Aplicando a equação da energia entre a entrada (1) e a saída(2) de uma máquina de fluxo:

$$\left( \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left( \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2 \right) = \frac{\dot{w}_a}{\gamma Q} - \frac{\dot{w}_m}{\gamma Q}$$

Se  $V_1 \approx V_2$  e  $z_2 - z_1 < 1$  metro  $\rightarrow \frac{\dot{w}_m}{\gamma Q} = H = \frac{\Delta P}{\gamma}$



Potência hidráulica **entregue ao fluido**:

$$\dot{w}_m = \gamma QH$$

A potência necessária **no eixo**, para mover a bomba é chamada às vezes de *bhp*– brake horsepower:

$$bhp = \omega T$$

Onde  $\omega$  é a velocidade angular e  $T$  é o torque no eixo

Se não existissem perdas  $\dot{w}_m = \gamma QH = \omega T$

Mas, como há perdas de energia na máquina,  $\dot{w}_m$  é diferente da potência mecânica no eixo *bhp* e se define

então a eficiência  $\eta = \frac{\dot{w}_m}{bhp} = \frac{\gamma QH}{\omega T}$

# Variáveis elétricas em circuito trifásico

Potência Ativa – medida por wattímetro e convertida em trabalho mecânico

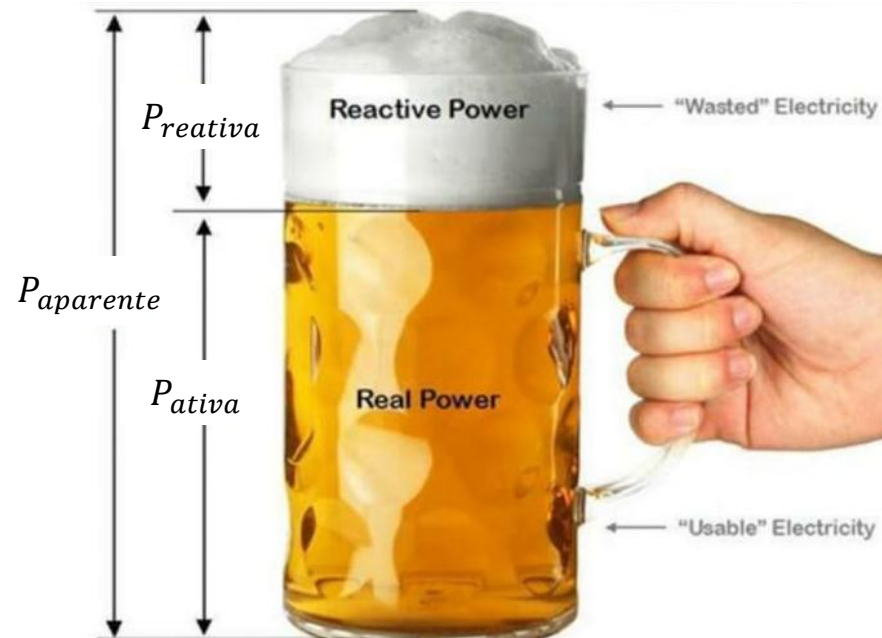
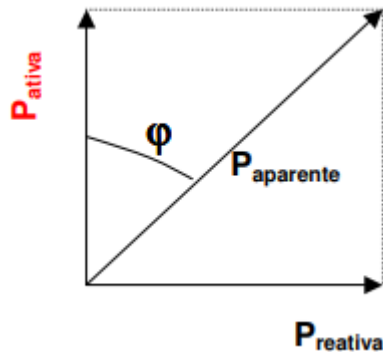
$$P_{ativa} = \sqrt{3}VI\cos\phi$$

Potência Reativa – produz campos magnéticos

$$P_{reativa} = \sqrt{3}VI\sin\phi$$

Potência Aparente – determinada por amperímetro e voltímetro

$$P_{aparente} = \sqrt{3}VI$$



# **Análise dimensional e similaridade**



# Análise dimensional e similaridade

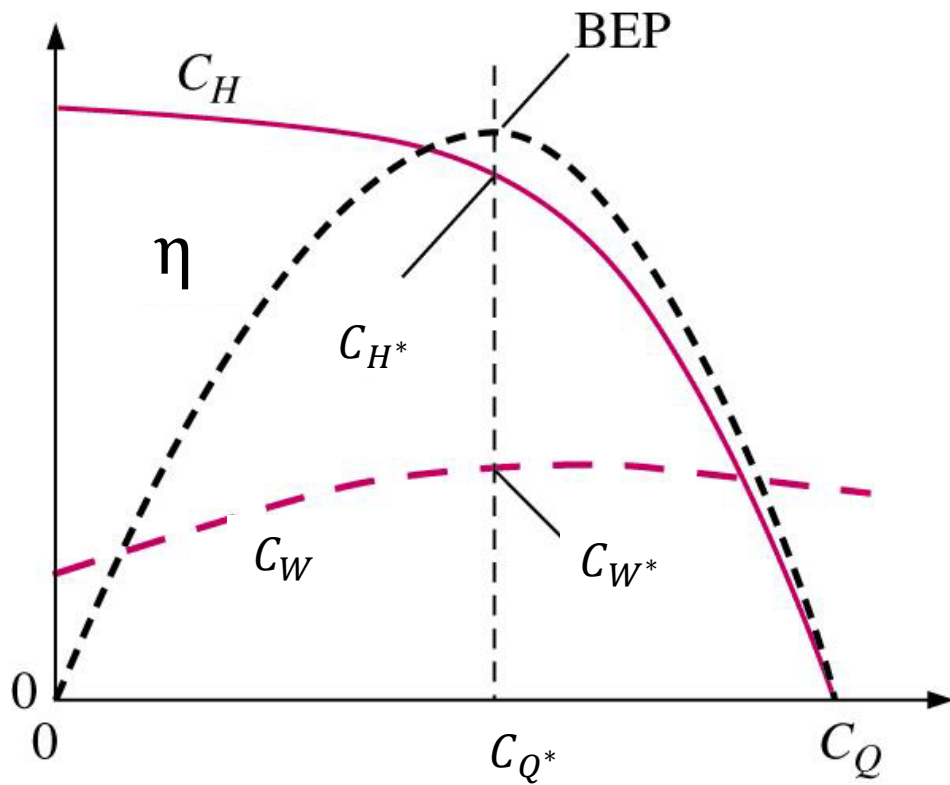
Coeficiente de vazão  $C_Q = \frac{Q}{ND^3}$

Coeficiente de Carga  $C_H = \frac{gH}{N^2D^2}$

Coeficiente de potência  $C_W = \frac{W_{bhp}}{\rho N^3 D^5}$

Eficiência  $\eta = \frac{C_H C_Q}{C_W} = \frac{\gamma QH}{W_{bhp}}$

Observe que N deve ser dado em RPS



BEP= Best Efficiency Point 

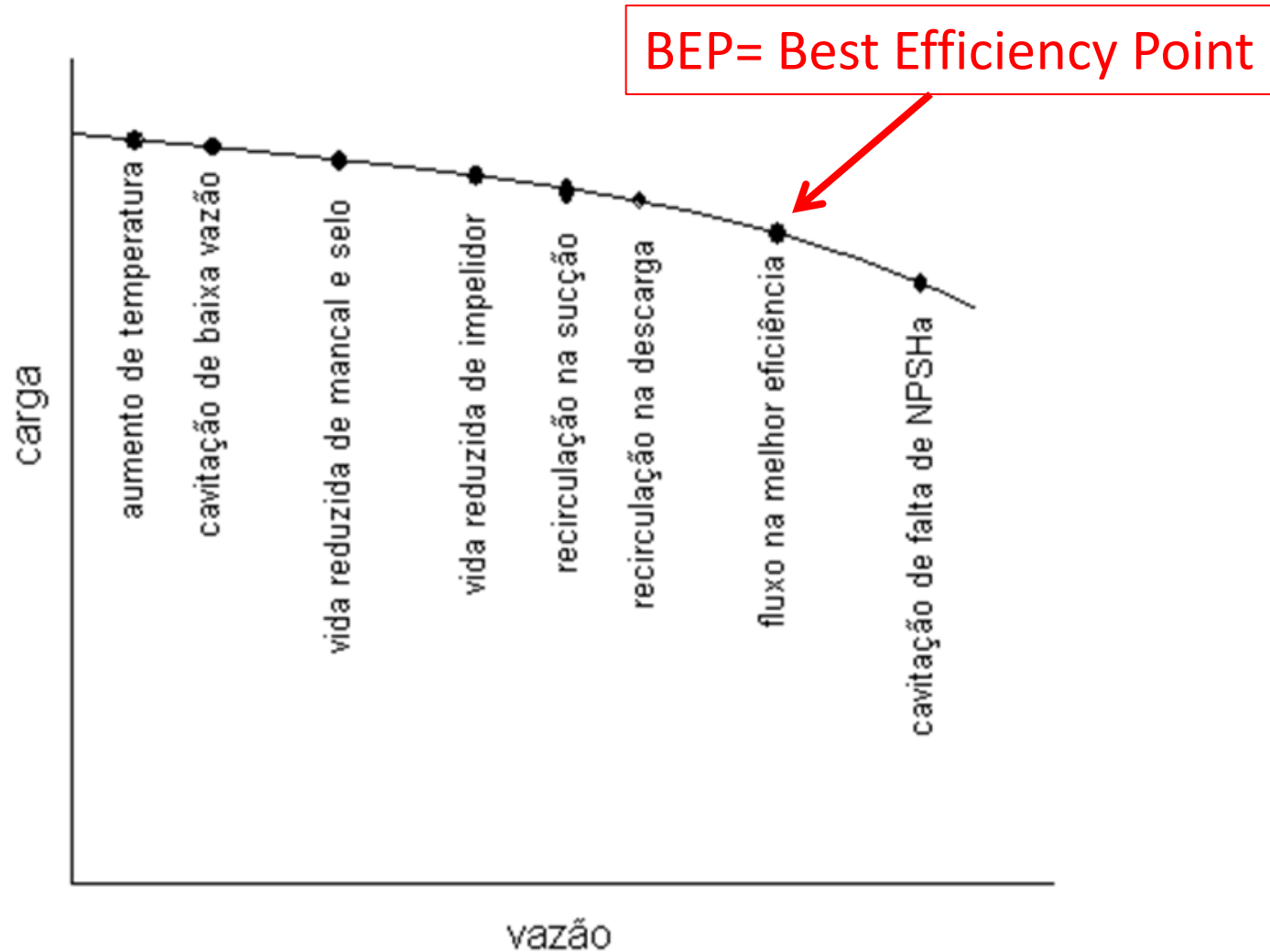
Como o Reynolds e a rugosidade podem frequentemente ser negligenciados:

$$\eta = f(C_Q)$$

$$C_H \cong f(C_Q)$$

$$C_W \cong f(C_Q)$$





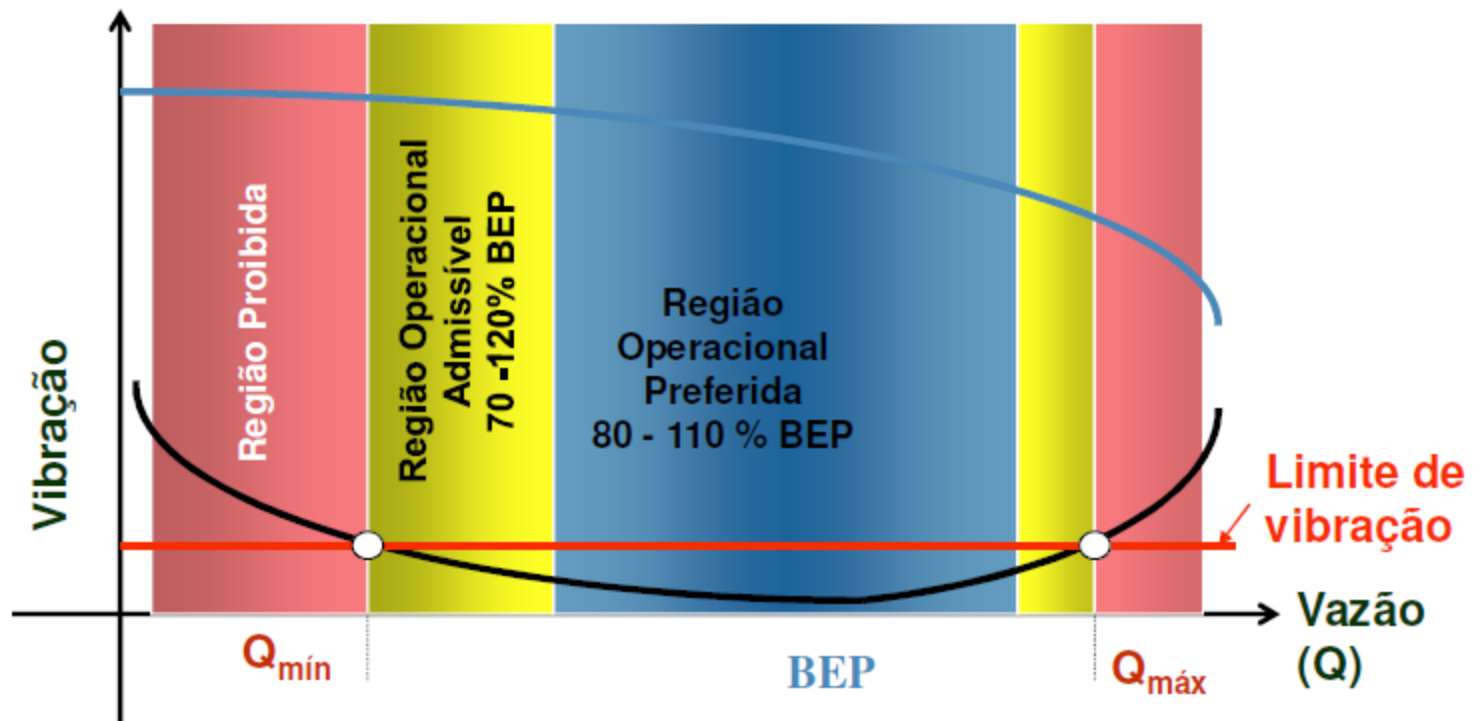
Limiar de possíveis efeitos adversos quando operando distante do BEP.

“Guide to the selection of rotodynamics pumps”, do Europump.



# ISO 13709 (API 610) Critério de seleção hidráulico

## Relação entre Vazão e Vibração (Referência API 610 8ª Ed.)



## **ISO 13709 (API 610) Critério de seleção hidráulico**

---

- A vazão de projeto deve estar entre 80% e 110% do BEP (Best Efficiency Flow).
- As bombas devem ter a região preferida de operação de 70% a 120% do BEP.
- As bombas devem ser capazes de ter um aumento na altura de pelo menos 5% na condição de projeto.
- O aumento da altura com a válvula fechada deve ser de no mínimo 110% da altura de projeto.

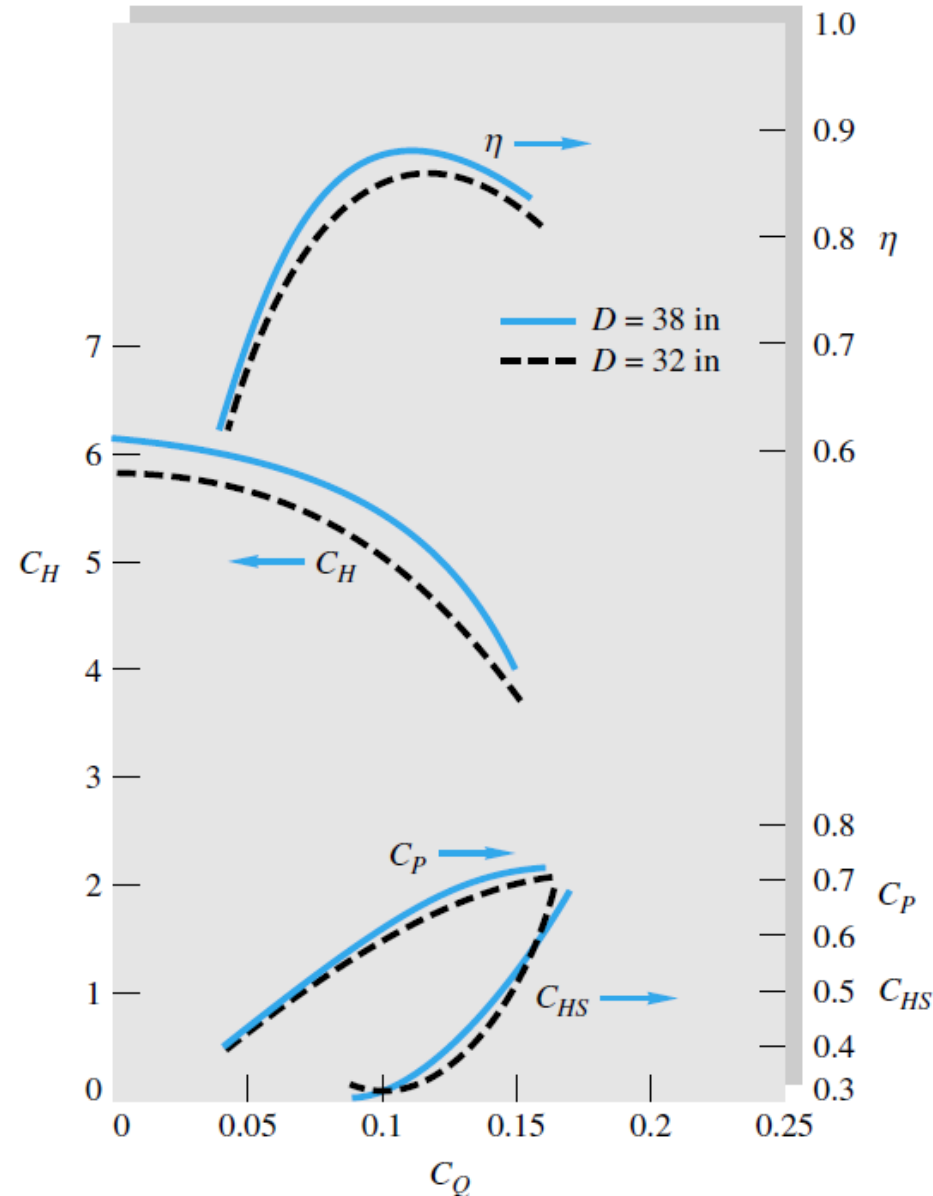
# Semelhança de bombas



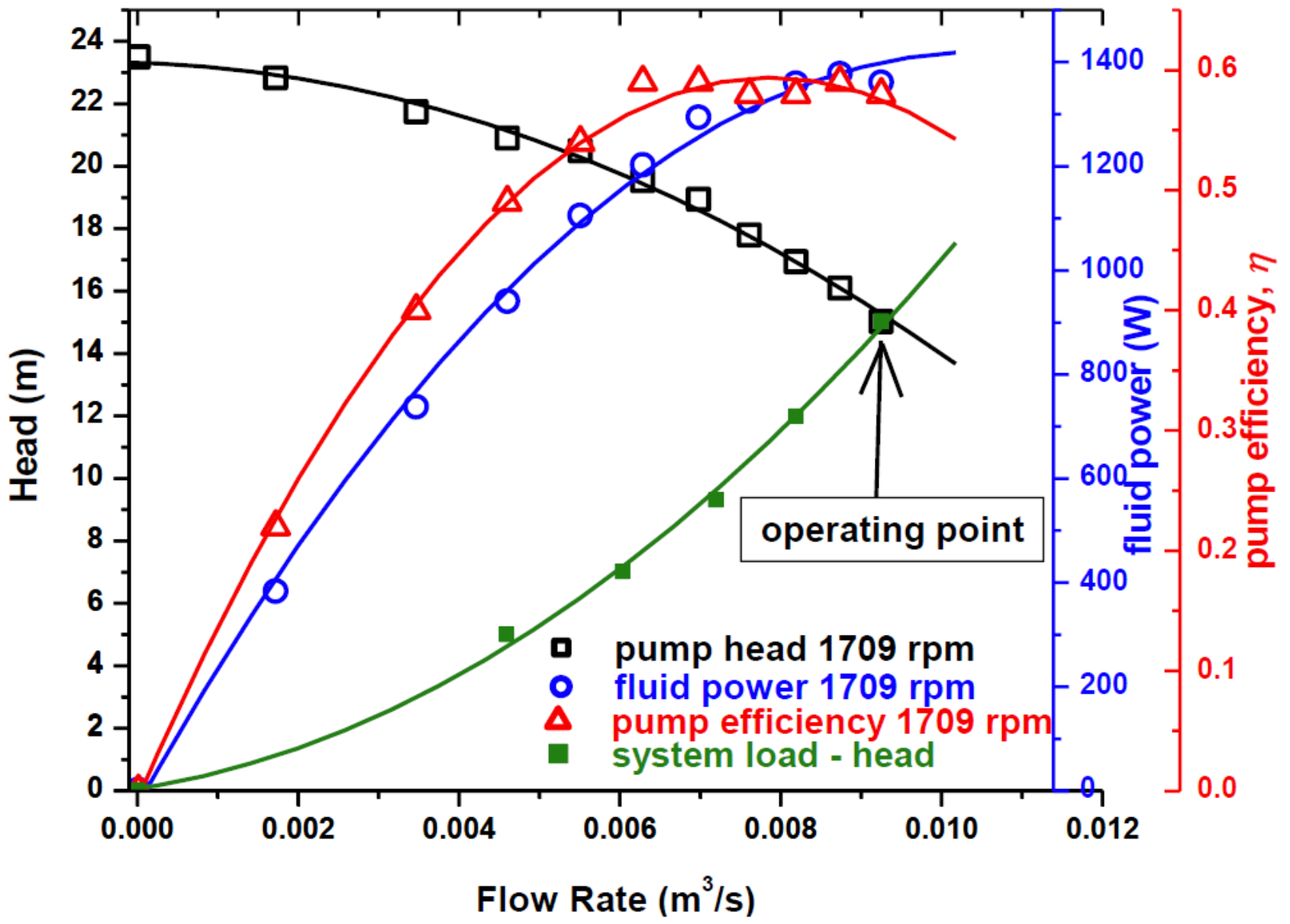
Nunca se atinge semelhança real pois fabricantes usam impelidores com diâmetros diferentes nas mesmas carcaças

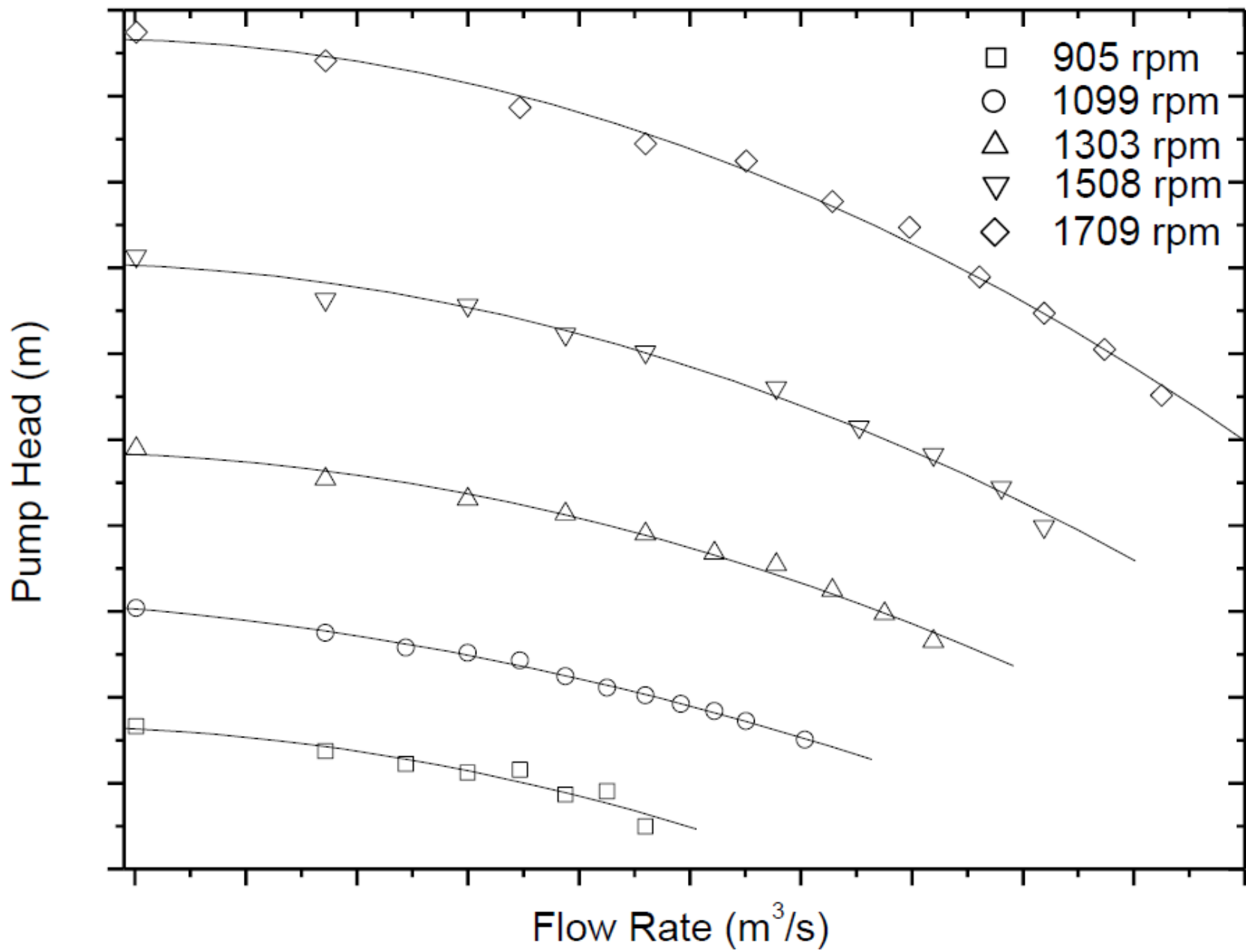
- Fabricantes instalam diferentes rotores na mesma carcaça
- Bombas grandes têm rugosidades relativas menores que bombas menores
- Líquidos viscosos têm efeitos grandes em  $C_H$  e  $C_W$

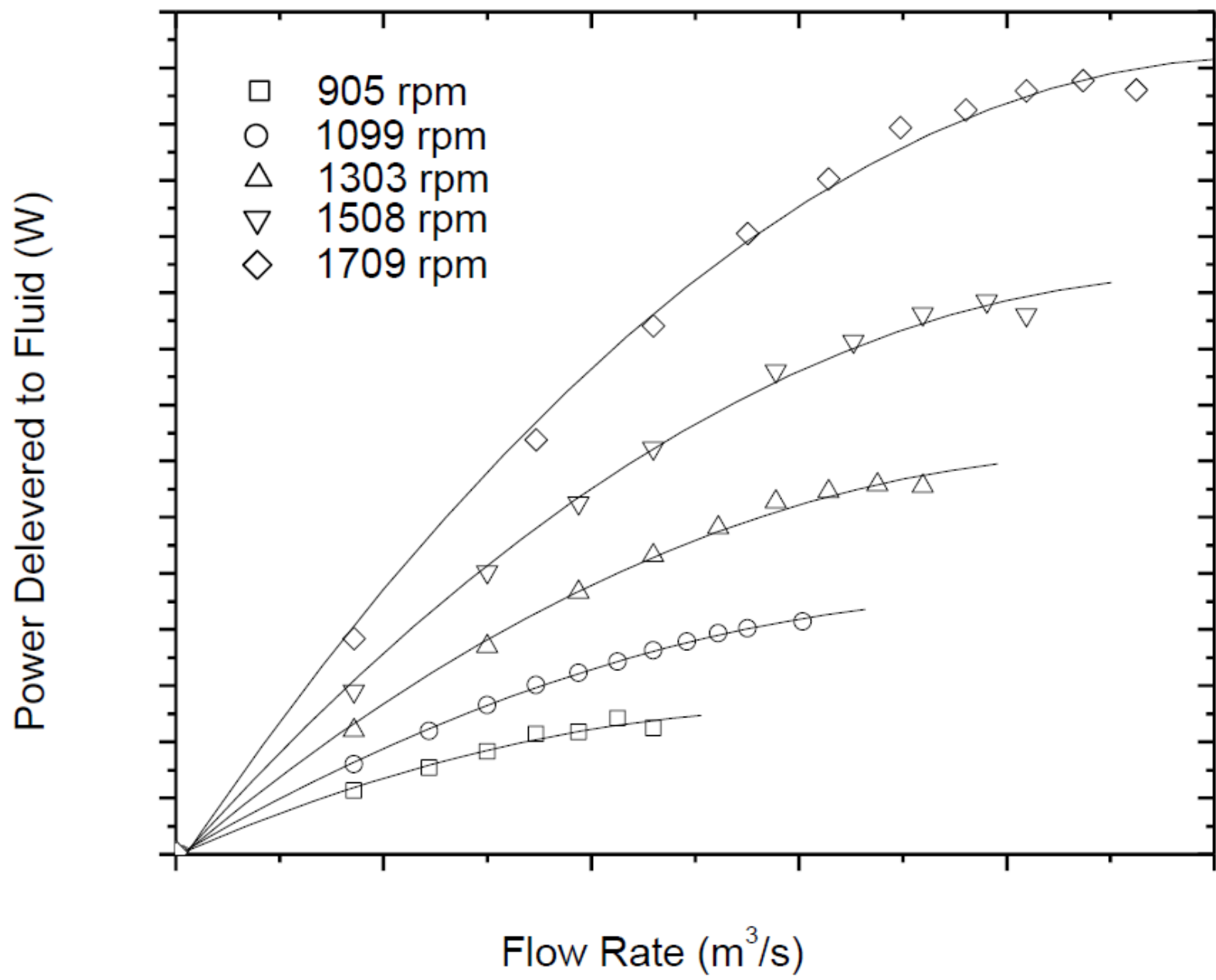
Na figura são mostradas 2 bombas ~ semelhantes.



# **Curvas características**

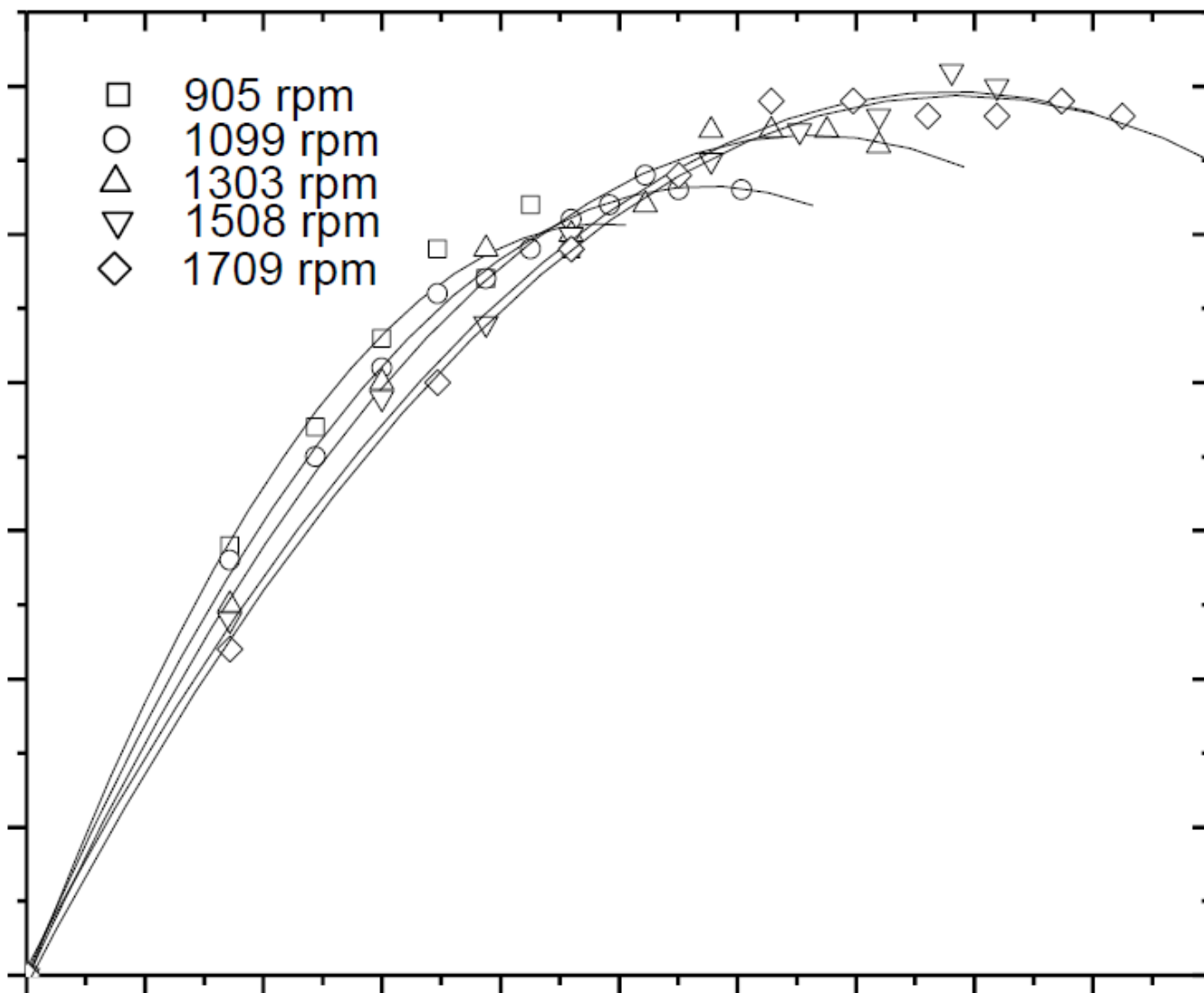






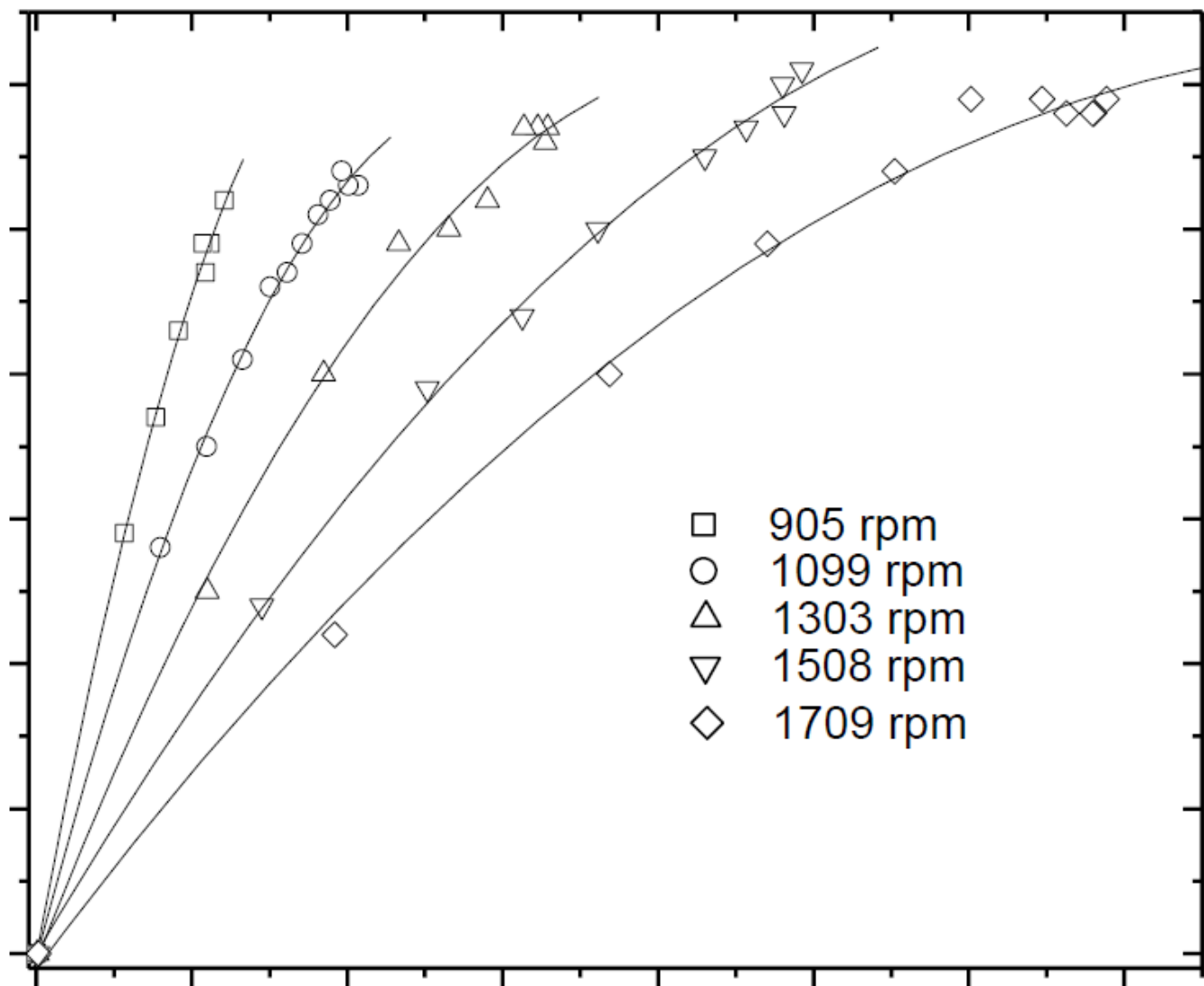


pump efficiency

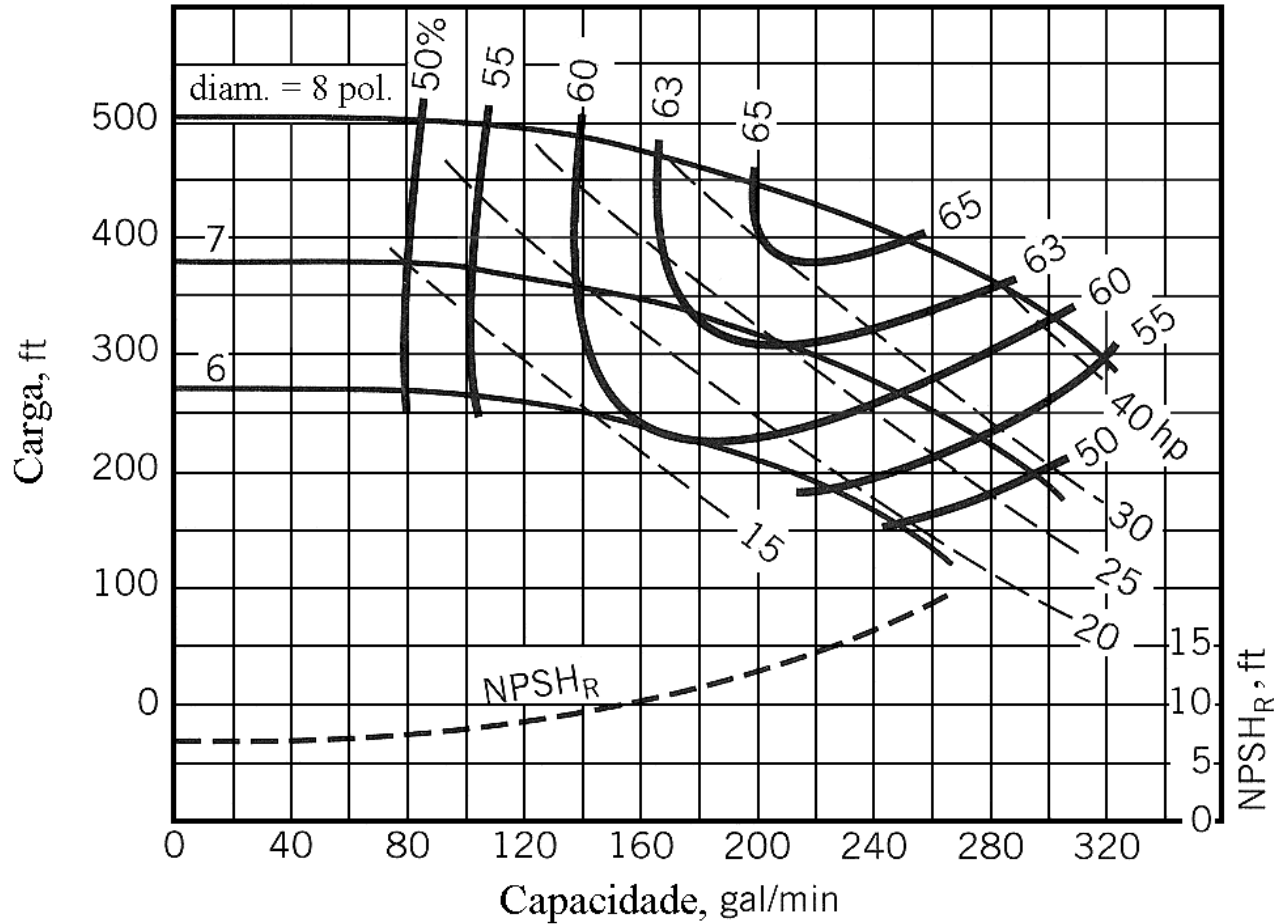


Flow Rate ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

Pump Efficiency

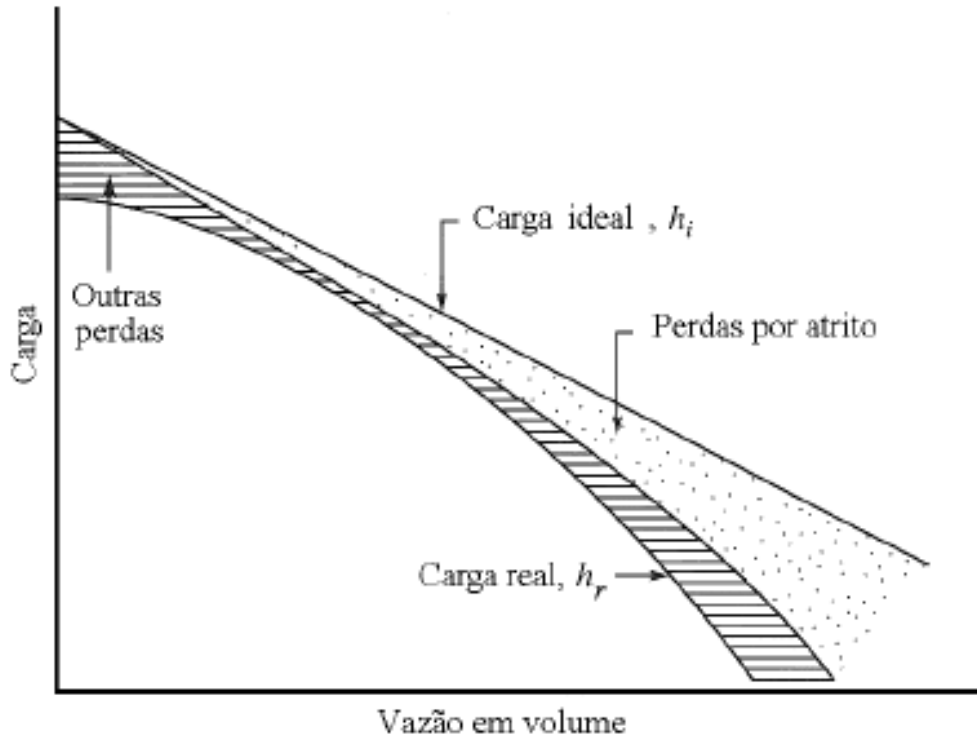


pump power delivered to fluid (W)



Curvas características de uma bomba centrífuga operando a 3500 rpm.

As três curvas características são referentes a três rotores que apresentam diâmetros externos diferentes.

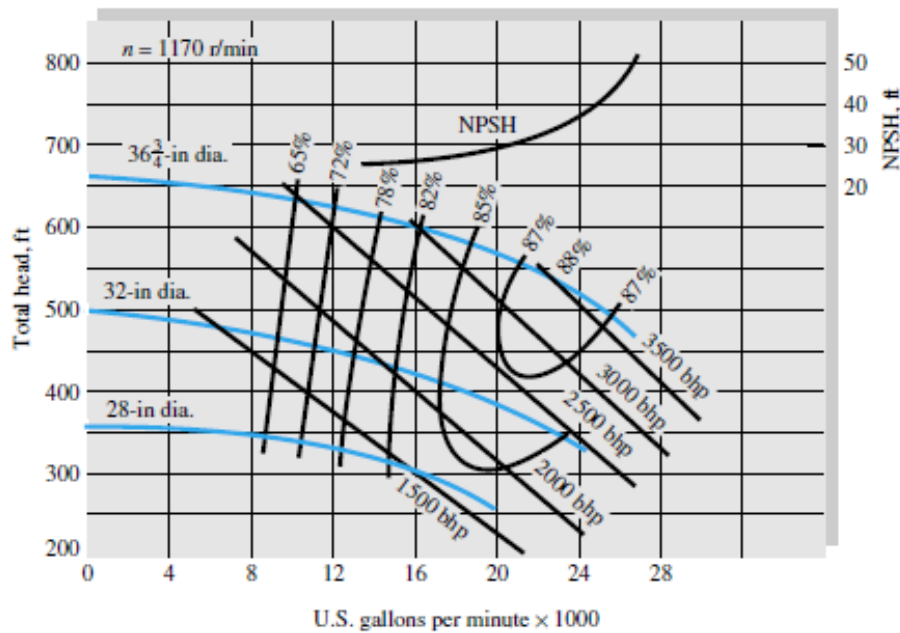


Efeito das perdas na curva característica de uma bomba em função da vazão.

Carga real < carga ideal

Perdas provocadas por atrito na passagem das pás variam com  $Q^2$

Outras perdas provocadas por: separação do escoamento; vazamento nas folgas entre rotor e carcaça e outros efeitos típicos de escoamentos tridimensionais.



A carga de shutoff (vazão zero) teórica é:

$$H_0(ideal) = \frac{\omega^2 r_2^2}{g}$$

Que, para a bomba de 36,75" a 1170 RPM:

$$\begin{aligned} H_0(ideal) &= \\ &= \frac{[1170(2\pi/60)rad/s]^2 [(36,75/2)/12 ft]^2}{32,2 ft/s^2} \\ &= 1093ft \end{aligned}$$

Da figura, a carga de shutoff real será de apenas 670 ft, ou 61% do valor teórico. Queda abrupta indicativa de perdas não recuperáveis:

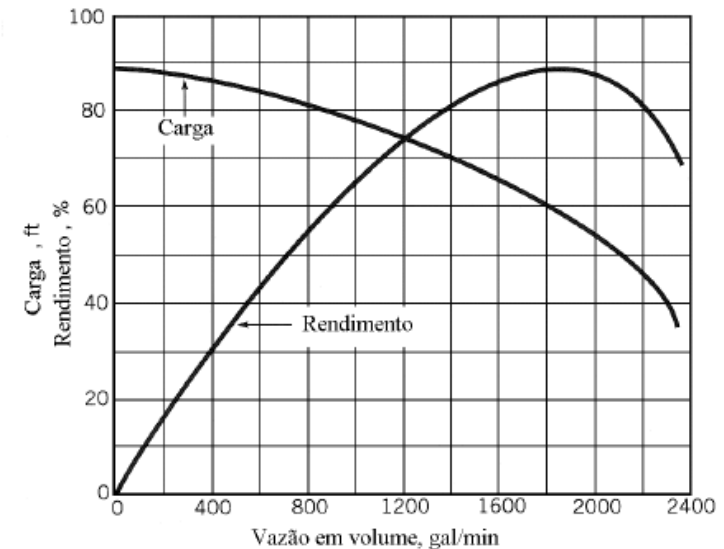
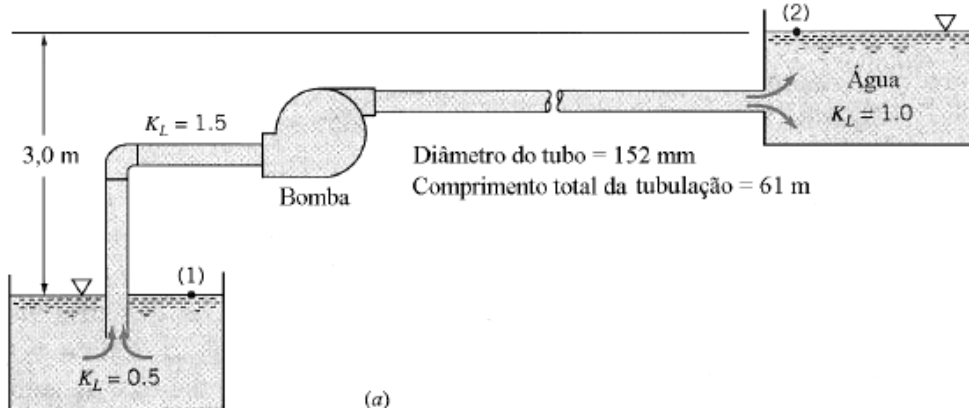
- Perdas de recirculação no impelidor, significativa apenas em baixas vazões
- Perdas por atrito nas pás e superfícies de passagem, que aumentam monotonamente com a vazão
- Perdas por choque devido ao desalinhamento/ não concordância entre os ângulos de pás e a direção do fluxo de entrada, especialmente significativo em altas vazões.

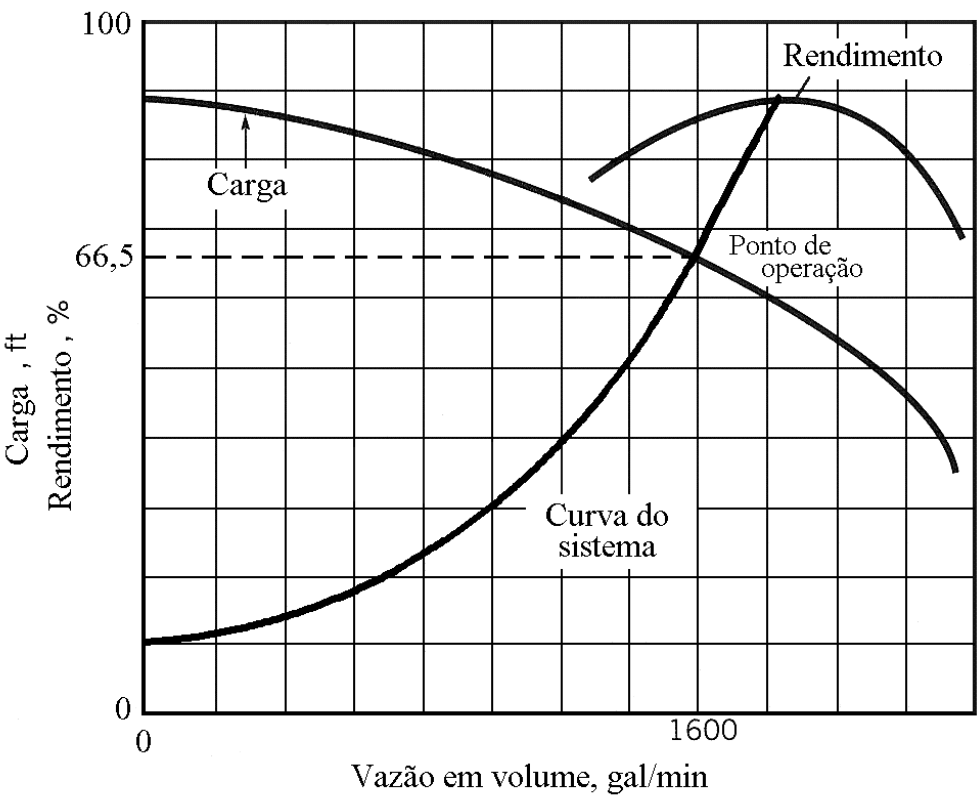
Água é bombeada de um tanque 8 m abaixo de outro. O tubo de recalque possui 30 m de comprimento, diâmetro de 100 mm e coeficiente de atrito  $f=0,012$ . O diâmetro do impelidor é 500 mm e gira a 600 RPM. A bomba é geometricamente similar à outra com impelidor de 550 mm e que fornece os dados a seguir a 900 RPM:

$\Delta H$ (m)	37	41	44	45	42	36	28
$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	0	0.016	0.32	0.048	0.064	0.08	0.096

Determinar a vazão e a carga da bomba utilizada.

Deseja-se bombear água de um grande tanque aberto para outro grande tanque aberto com o sistema mostrado 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 outra figura, 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?



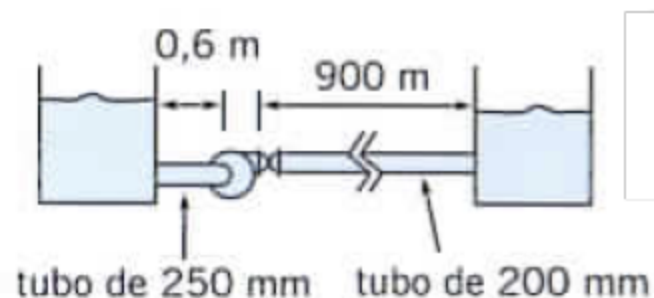


(c)

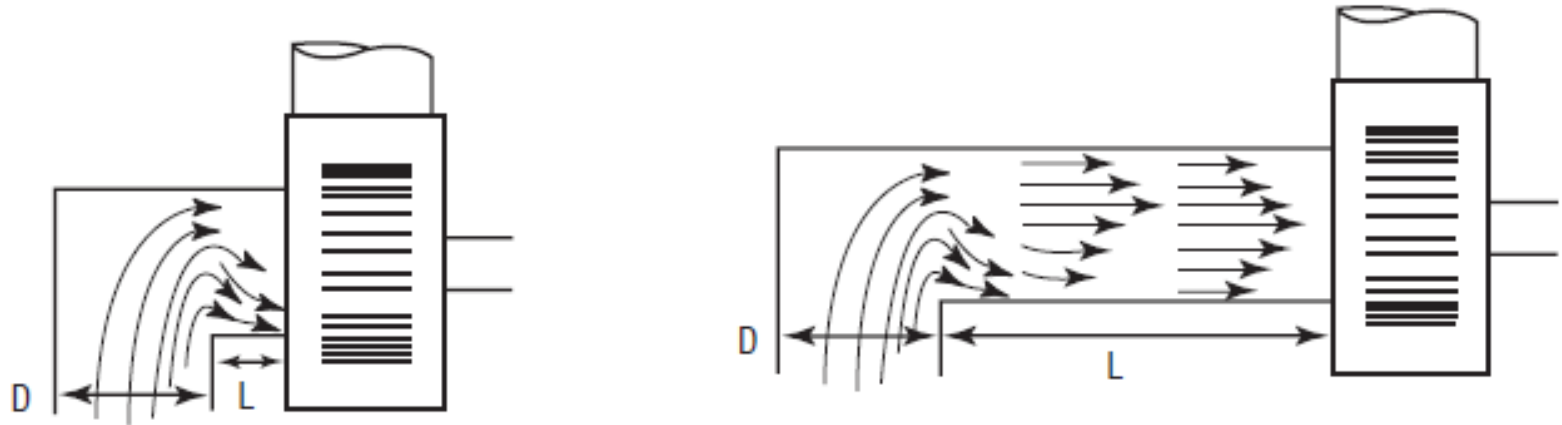


## Exercício 2

Uma bomba cuja curva de carga pode ser aproximada por uma parábola dada por  $h_b = h_0 - AQ^2$ , onde  $h_0 = 17\text{ m}$  e  $A = 2527,7\text{ m}/(\text{m}^3/\text{s})^2$ , é usada para bombear água através do sistema da figura. Sabendo que os tubos são de ferro fundido, encontre o ponto de operação do sistema.



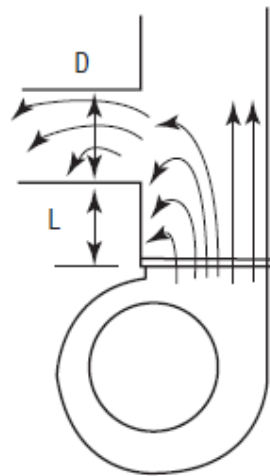
# **Interação máquinas de fluxo e sistemas de dutos**



Placing a bend too close to a fan inlet can impair fan performance. General guideline: ensure  $L > 3D$ . If this is not possible, the fan should be equipped with a factory inlet box.

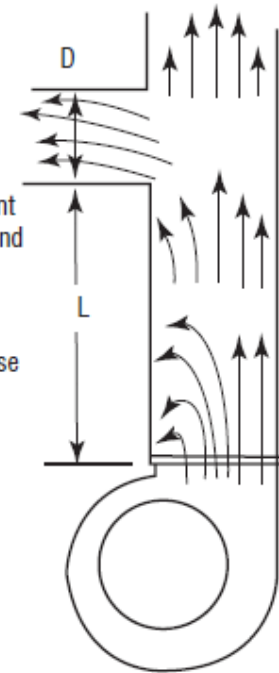


Alternately, a flow straightener should be considered.

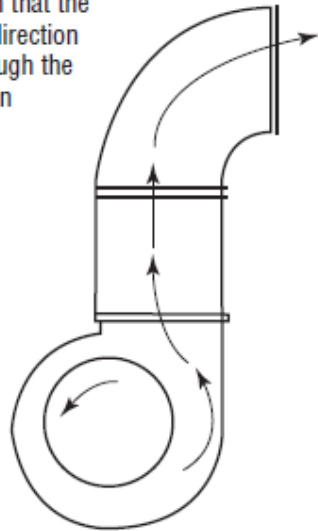


Make sure there is sufficient distance between the fan and the tee for the flow to straighten out. If space constraints make this impossible, consider the use of a flow straightener.

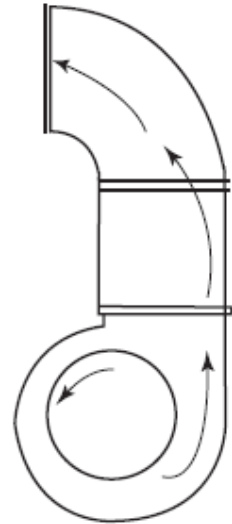
General guideline: ensure  $L > 3D$ .



Placing the fan and the downstream elbow such that the airstream reverses the direction creates a high loss through the elbow and can impair fan performance.

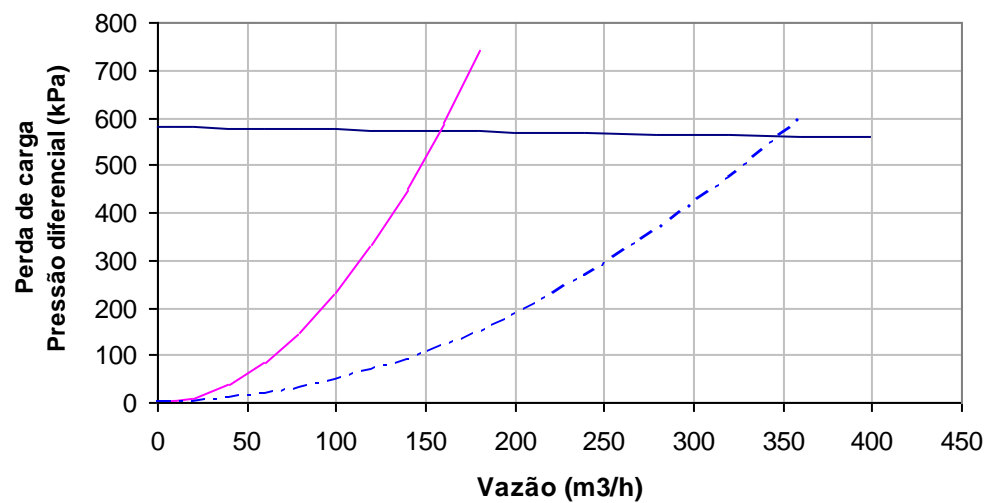


Changing the configuration to accommodate the air profile improves system performance.

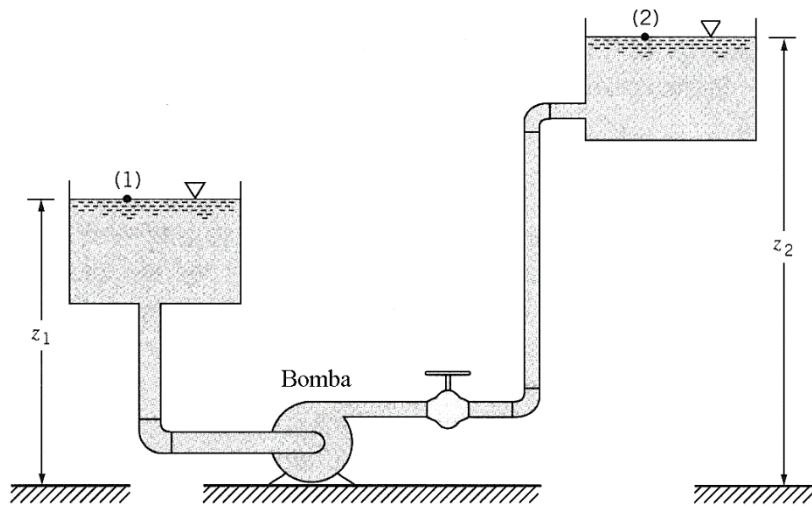




### CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA E PERDAS DO SISTEMA



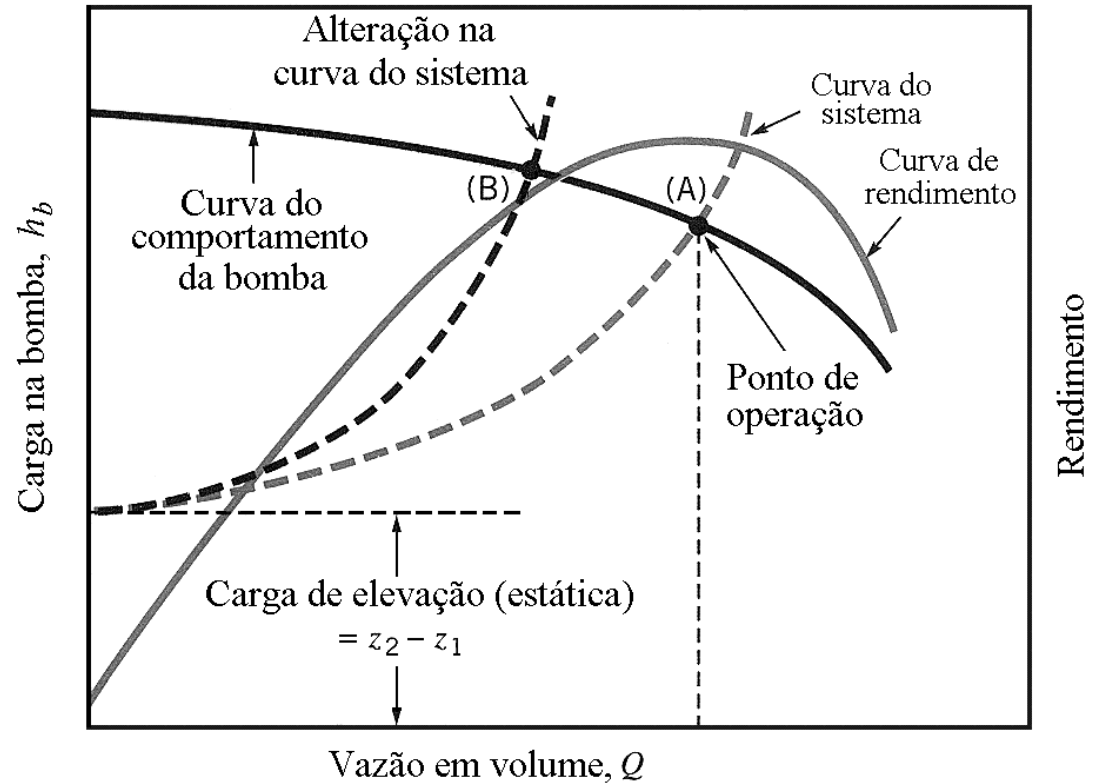
- Curva da Bomba
- Perda de carga - Situação atual - Rugosidade 15 mm
- - - Perda de carga - Situação sem curvas - Rugosidade 2,5 mm

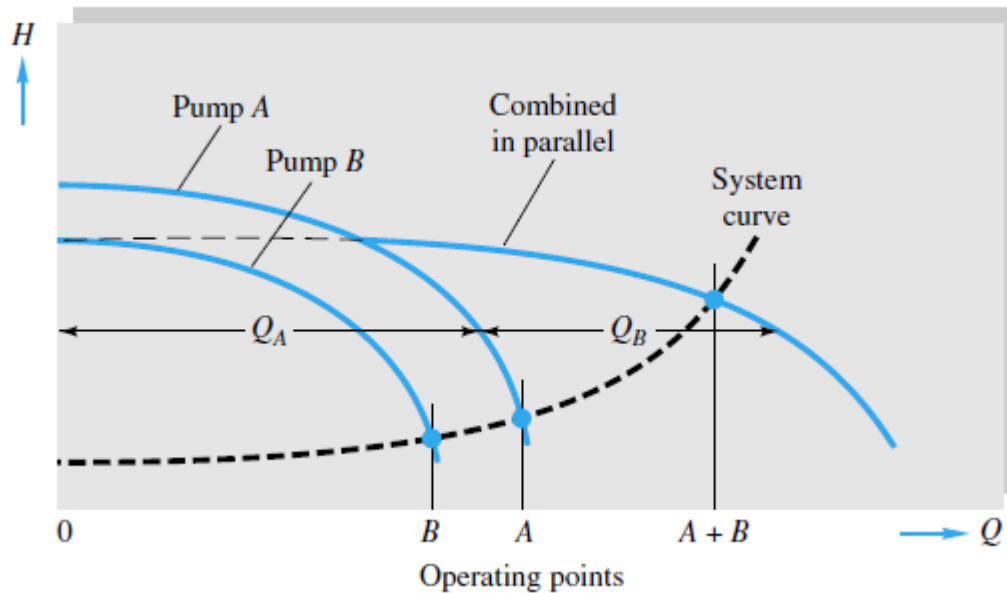


$$h_b = z_2 - z_1 + \sum h_L$$

$$h_l = f \frac{l V^2}{d 2g} + k \frac{V^2}{2g} = kQ^2$$

$$h_b = z_2 - z_1 + KQ^2$$

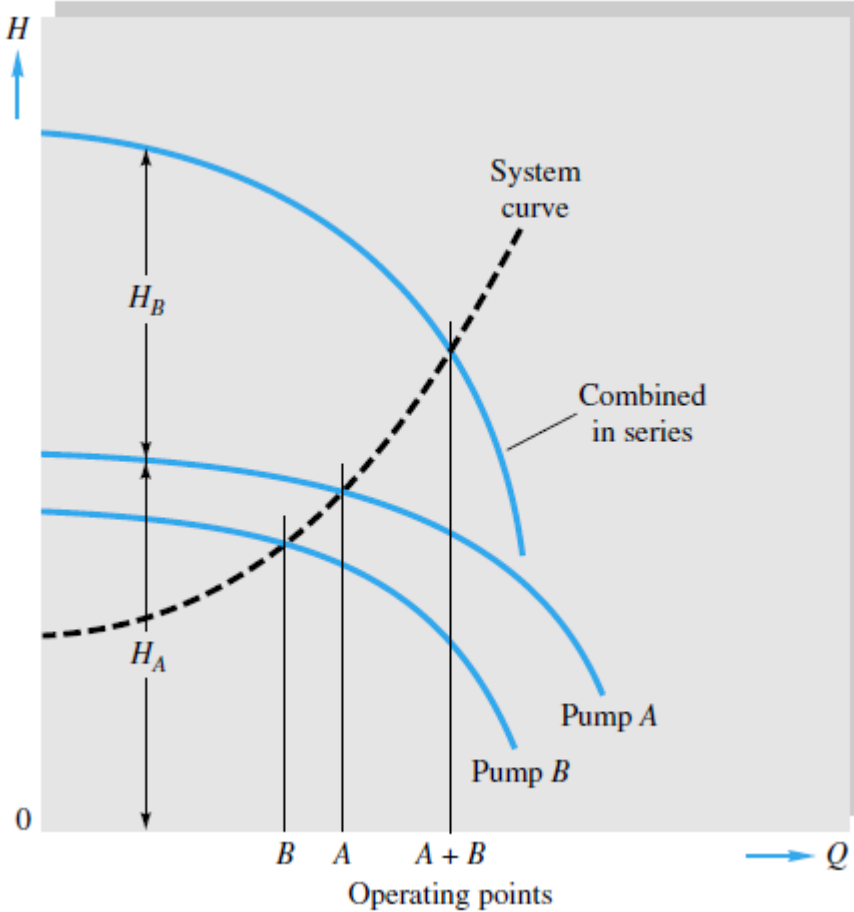




Bombas em paralelo não iguais também somam  $Q_s$  para o mesmo  $H$ . Se  $H_A > H_B$  a bomba B não poderá ser acionada até que a carga de operação esteja abaixo da carga da bomba A fechada.

Como a curva do sistema aumenta com a vazão, a vazão combinada  $A+B$  será menor que as vazões de operação separadas  $Q_A+Q_B$ , mas certamente maior que cada uma.

O BHP é encontrado pela soma dos BHPs na mesma carga que no ponto de operação.



Se a bomba fornece a vazão necessária, mas pouca carga, tem que ser considerado adicionar uma bomba similar em série, com a saída da bomba B alimentando diretamente a sucção da bomba A. A figura mostra que as duas cargas se somam na mesma vazão, fornecendo a curva característica nova. As bombas não precisam ser idênticas, uma vez que meramente entregam a mesma vazão

O arranjo em série implica que a curva do sistema é íngreme. A carga combinada no ponto de operação será maior que a de A ou B, mas não tão grande quanto sua soma. A potência combinada é a soma do BHP para A e B no ponto de operação. A eficiência combinada é:

$$\frac{\gamma(Q_{A+B})(H_{A+B})}{BHP_{A+B}}$$



**Velocidade específica**



Um adimensional muito importante, a **rotação** ou **velocidade específica**  $N_S$ , pode ser obtido com a eliminação do diâmetro  $D$  na relação entre o coeficiente de vazão e o coeficiente de carga. O asterisco  $*$  indica propriedade no BEP (Ponto de Máxima Eficiência):

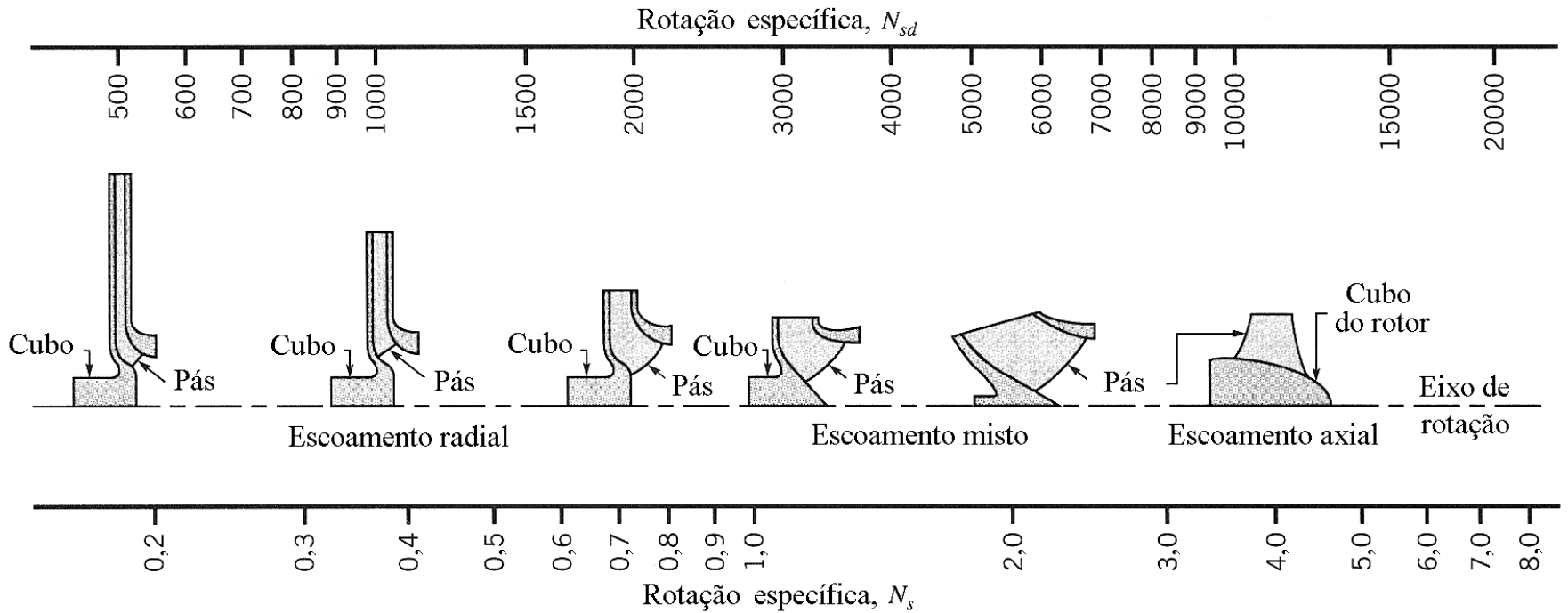
$$N_S = \frac{C_{Q^*}^{1/2}}{C_{H^*}^{3/4}} = \frac{(Q^*/ND^3)^{1/2}}{(gH^*/N^2D^2)^{3/4}} = \frac{N\sqrt{Q^*}}{(gH^*)^{3/4}} \quad \text{com } N = \text{RPM} \cdot \frac{2\pi}{60}$$

Também é utilizada em duas formas dimensionais:

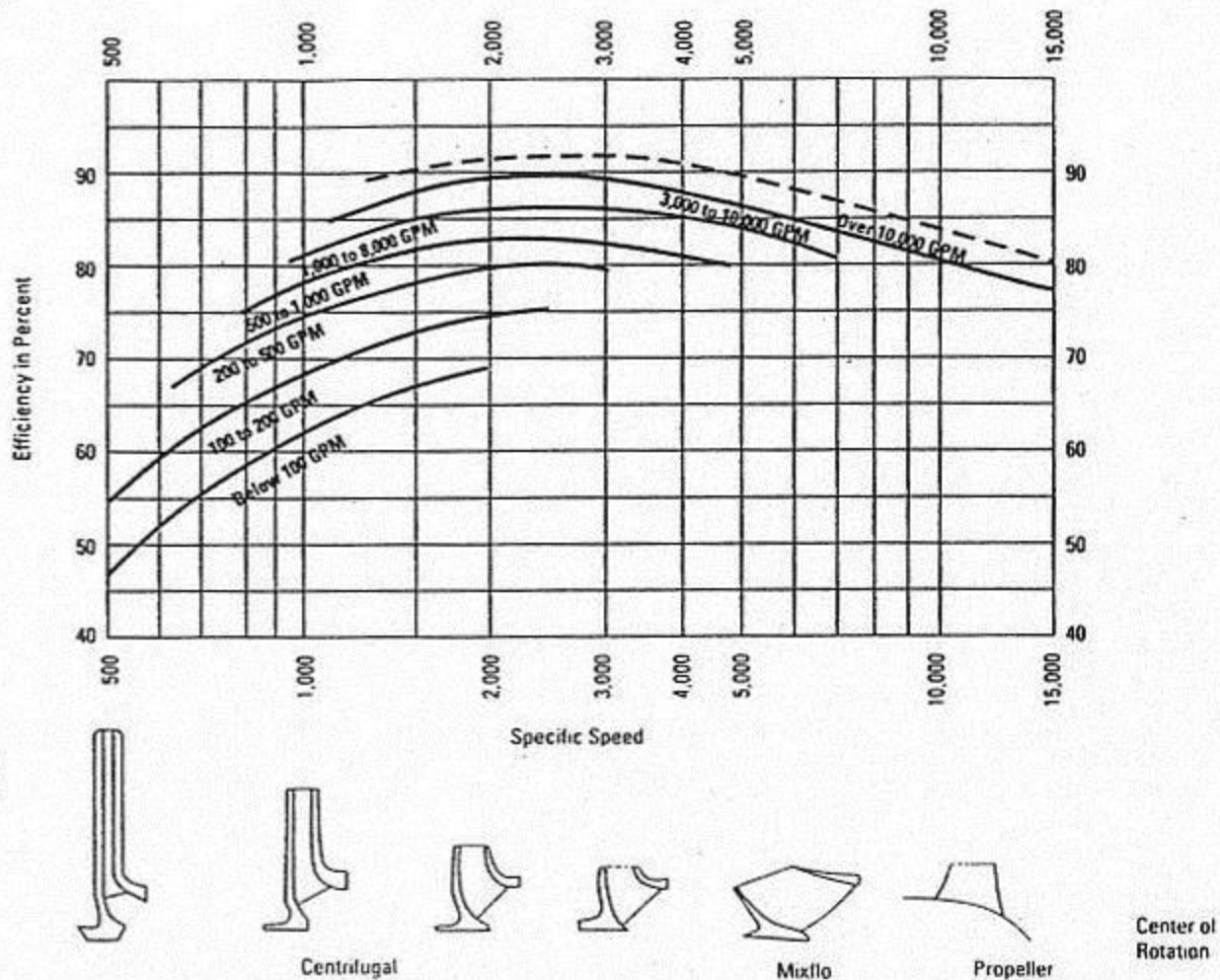
$$N_S' = \frac{N \text{ (RPM)} \sqrt{Q^*}}{(H^*)^{3/4}} \quad \text{ou} \quad N_{Sd} = \frac{N \text{ (RPM)} \sqrt{Q \text{ (gpm)}}}{(H \text{ (pés)})^{3/4}}$$

**importante**

***A velocidade específica é usada para caracterizar a operação de uma bomba no BEP e é útil para a seleção primária de bombas***



$$N_{sd} = 2730N_s$$

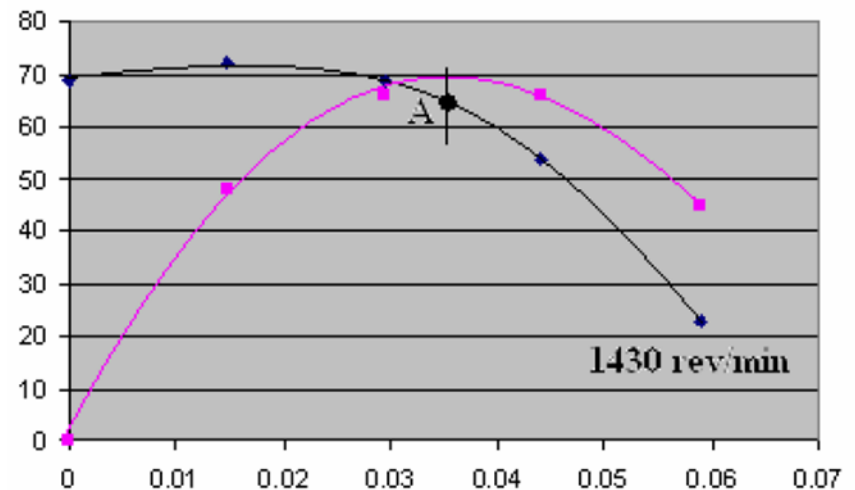


**FIGURE 8-5** Correlation between impeller shape, specific speed, and efficiency (Raymer, 1993).

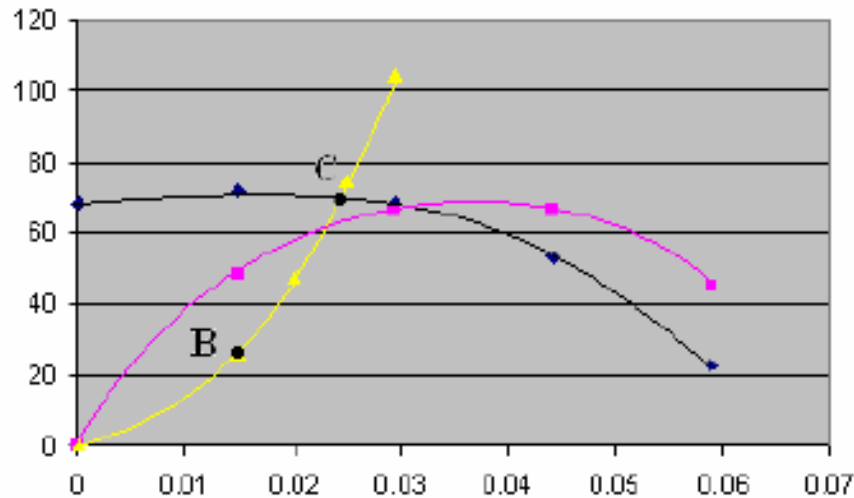
Uma bomba centrífuga deve produzir vazão de água de 0,0160 m<sup>3</sup>/s com carga de 30,5 m. As características de operação de uma bomba com rotor de 125 mm a 1430 RPM são apresentadas na tabela:

Efficiency	0	48	66	66	45	%
Q <sub>A</sub>	0	0.0148	0.0295	0.0441	0.059	m <sup>3</sup> /s
H <sub>A</sub>	68.6	72	68.6	53.4	22.8	m

Determine o tamanho correto da bomba e sua velocidade para produzir a carga e vazão requerida.



Se no exemplo anterior somente a bomba com 125mm estiver disponível, a qual rotação se deve operar para obter a carga e vazão desejadas? Qual a eficiência e potência de entrada na bomba?

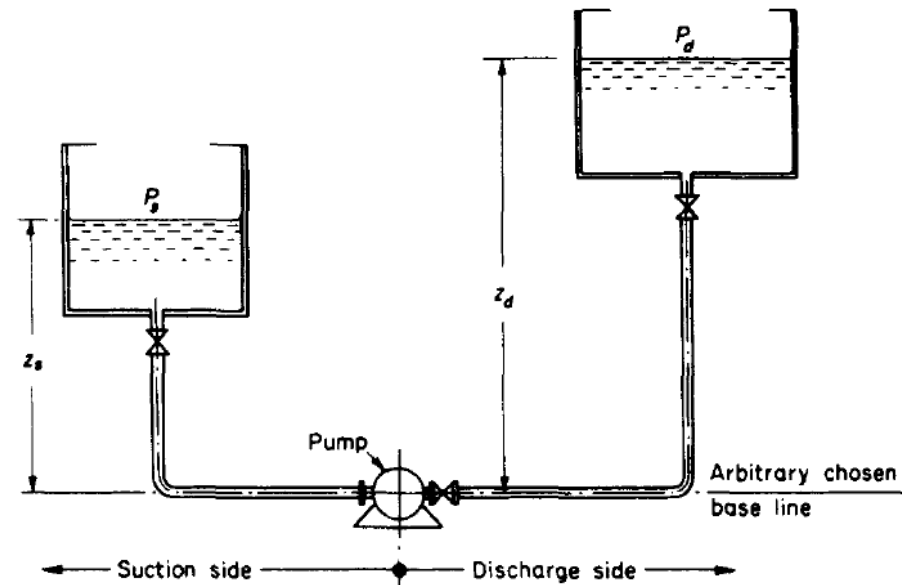
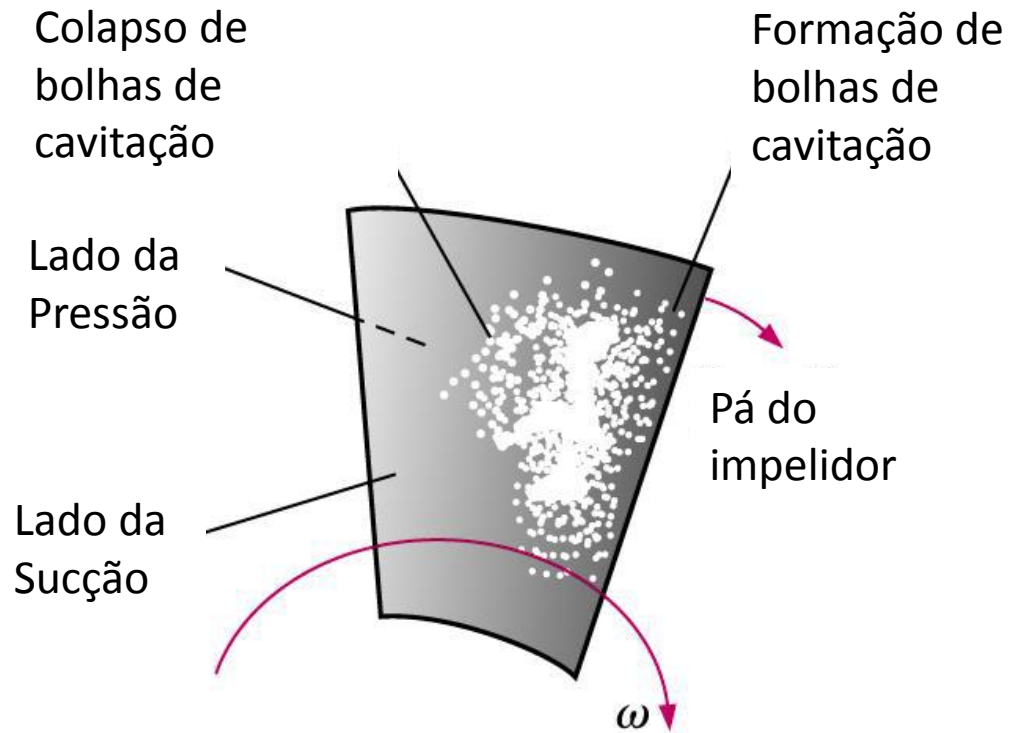


**NPSH**

## Cavitação e NPSH

A cavitação deve ser evitada devido aos danos causados pela erosão a partes da bomba e ao ruído

A cavitação ocorre quando a pressão for menor que a pressão de vapor do líquido no local e, como a bomba aumenta a pressão, para prevenir cavitação deve-se assegurar que a carga de sucção é suficientemente grande comparada com a pressão de vapor. Define-se então o NPSH- Net Positive Suction Head





# Efeitos de Cavitação em rotores de bombas

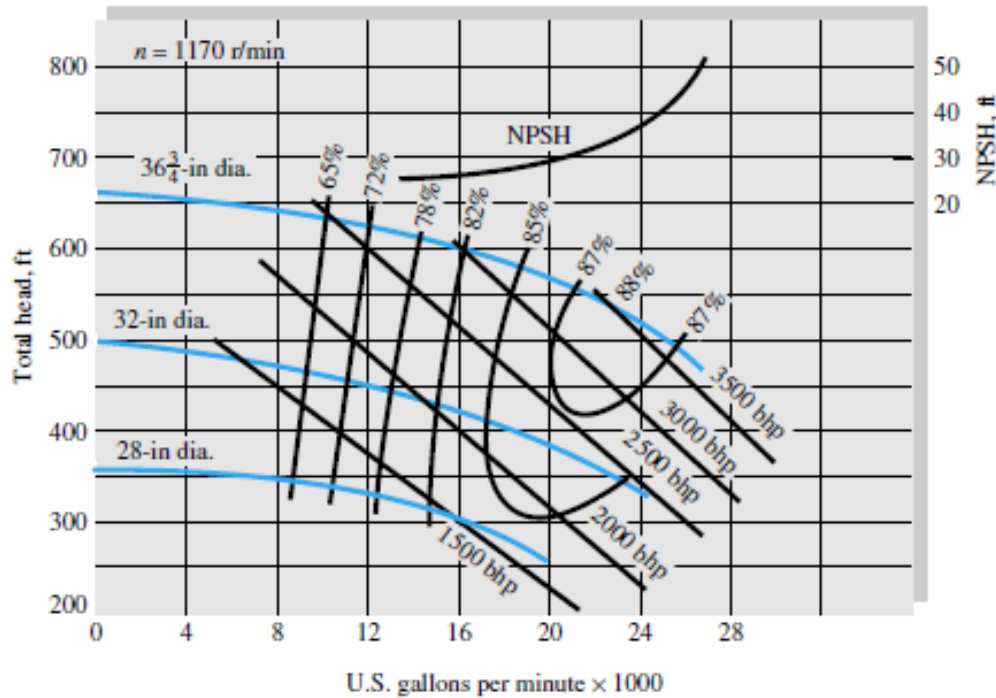




Definição de NPSH:

$$NPSH = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

Onde  $p_e$  e  $V_e$  são as pressões e velocidades na entrada da bomba e  $p_v$  é a pressão de vapor do líquido.

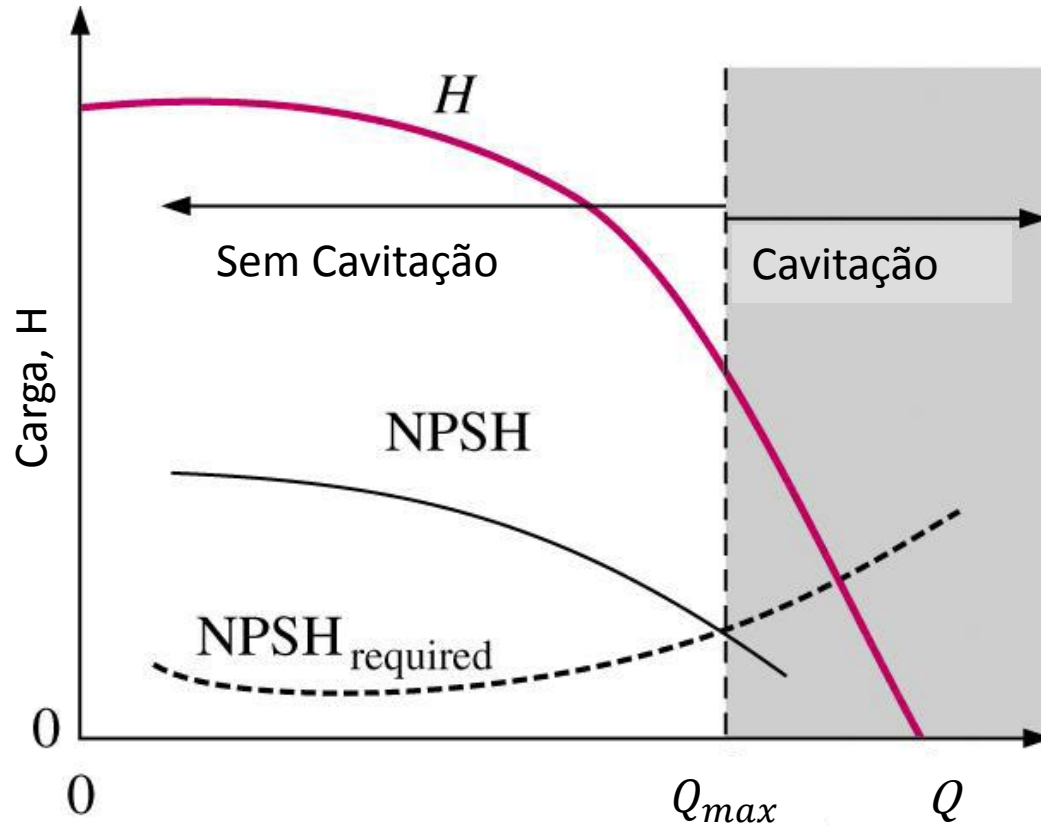


No gráfico é mostrado o NPSH, que é a carga requerida na entrada da bomba para impedir o líquido de cavitatar ou evaporar. A entrada da bomba, ou sucção, é o ponto de baixa pressão onde a cavitação irá ocorrer primeiro.

$$NPSH = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

onde  $p_e$  e  $V_e$  são as pressões e velocidades na entrada da bomba e  $p_v$  é a pressão de vapor do líquido. Dado o lado esquerdo, NPSH, da curva característica da bomba, deve-se assegurar que o lado direito seja igual ou maior no sistema real, para evitar a cavitação.

## NPSH requerido



Fabricantes determinam conservadoramente quanto NPSH é necessário para evitar cavitação na bomba, por meio de testes experimentais  
O  $NPSH_{requerido}$  ( $NPSHR$ ) é plotado na carta de curvas  
Deve-se plotar o NPSH contra o  $NPSH_{requerido}$  para verificar a faixa de operação segura da bomba.

O NPSH é portanto um valor que ajuda estimar se uma bomba está em risco de sofrer cavitação. Há dois valores NPSH que devem ser considerados:

**NPSH<sub>R</sub>** = **R**equerido (para a bomba)

**NPSH<sub>d</sub>** = **D**isponível (dado pelo sistema)

Pode-se adotar, por exemplo:

$$NPSH_R \geq NPSH_d + 0,5m$$

Segurança  

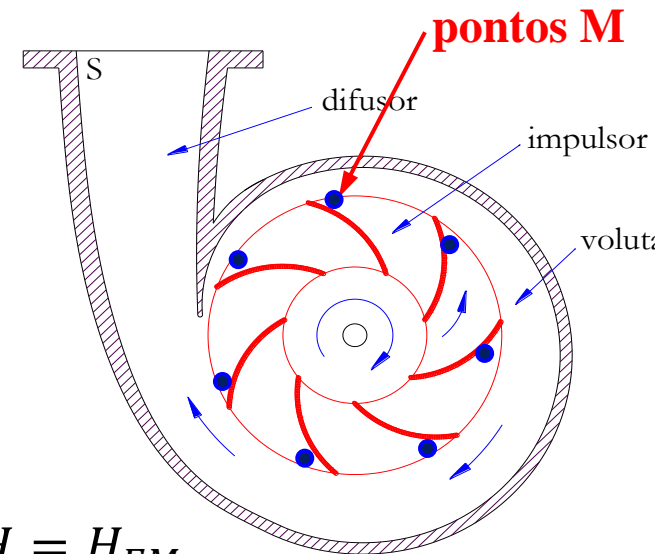
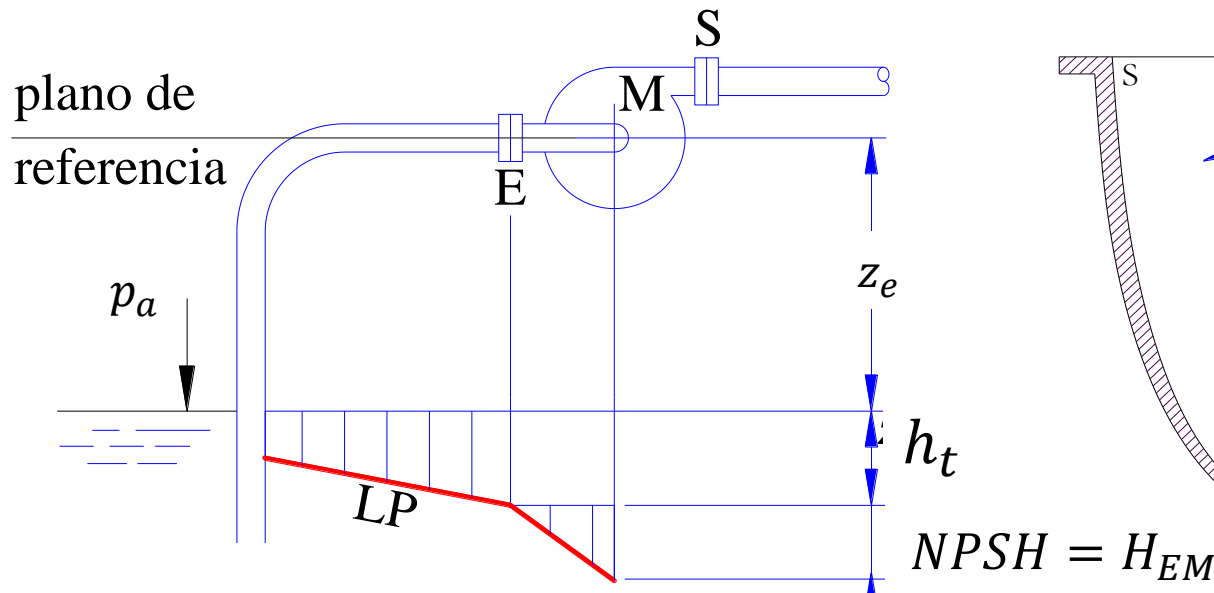

Deve-se perceber que a carga de sucção deve ser suficientemente grande comparada com a pressão de vapor. No caso da instalação abaixo, por ex.:

$$NPSH = \frac{p_a}{\gamma} + Z_e - h_t - \frac{p_v}{\gamma}$$

obtida a partir de  

$$NPSH = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$
  
 com a aplicação da equação de Bernoulli

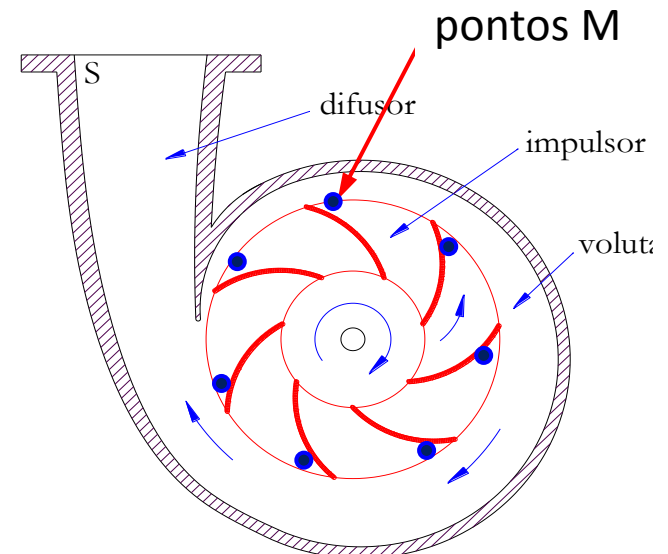
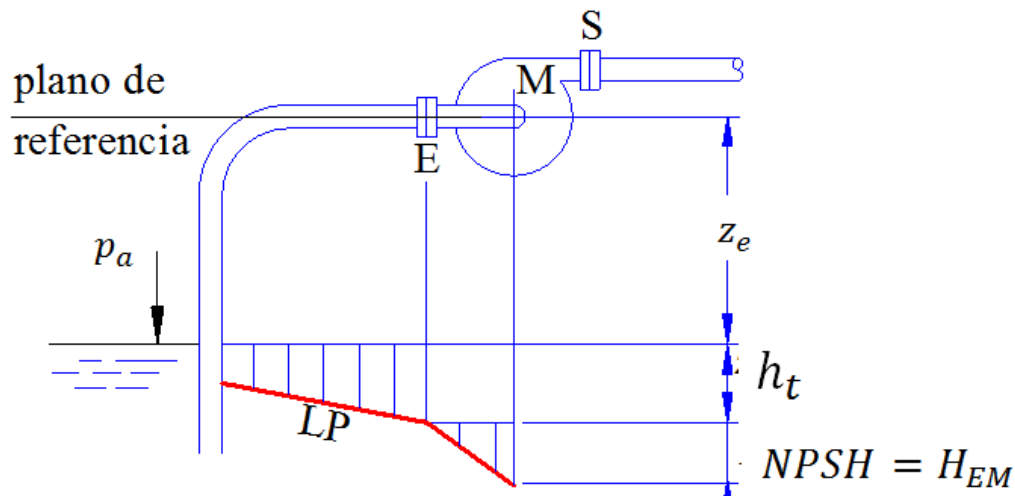
Onde  $h_t$  é a perda de carga total no duto de entrada



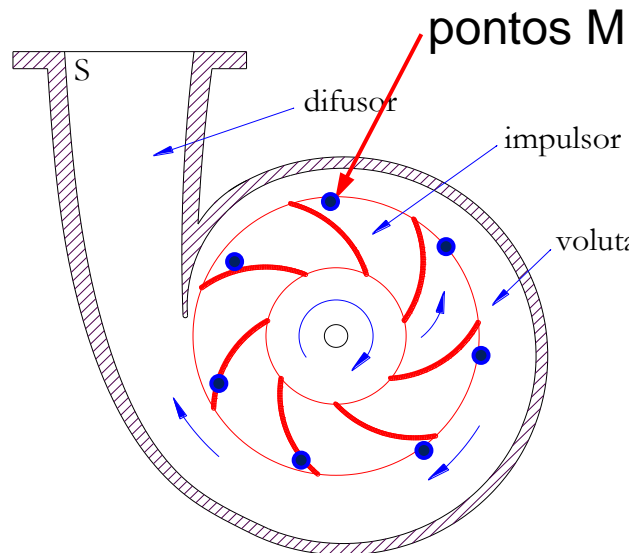
pontos M são os mais propensos à cavitação

A pressão na entrada da bomba depende da altura de aspiração  $z_e$ , que é negativa se a bomba estiver acima do nível do reservatório de onde aspira.

A pressão diminui desde a entrada E até os pontos M (os mais propensos a cavitação).



Se a altura de aspiração  $z_e$  supera um limite, aparece cavitação nos pontos M. A pressão nestes pontos deve ser maior que a pressão de vapor  $p_v$  correspondente, para que não ocorra cavitação.





Entre a entrada E e o ponto M há uma queda de pressão, NPSH, característica de cada bomba, cuja curva tem que ser fornecida pelo fabricante.

$$NPSH = \frac{p_a}{\gamma} - z_e - h_t - \frac{p_v}{\gamma}$$

Observar que o plano horizontal de referência está no eixo da bomba, que aspira água de um reservatório abaixo. Neste exemplo. Cada caso deve ser analisado.

Desta equação se obtém a altura máxima de aspiração  $z_e$  no limite de cavitação. Normalmente os fabricantes sugerem uma margem de segurança de 0,5 m:

Desta equação se obtém a altura máxima de aspiração  $z_e$  no limite de cavitação. Normalmente os fabricantes sugerem uma margem de segurança de 0,5 m:

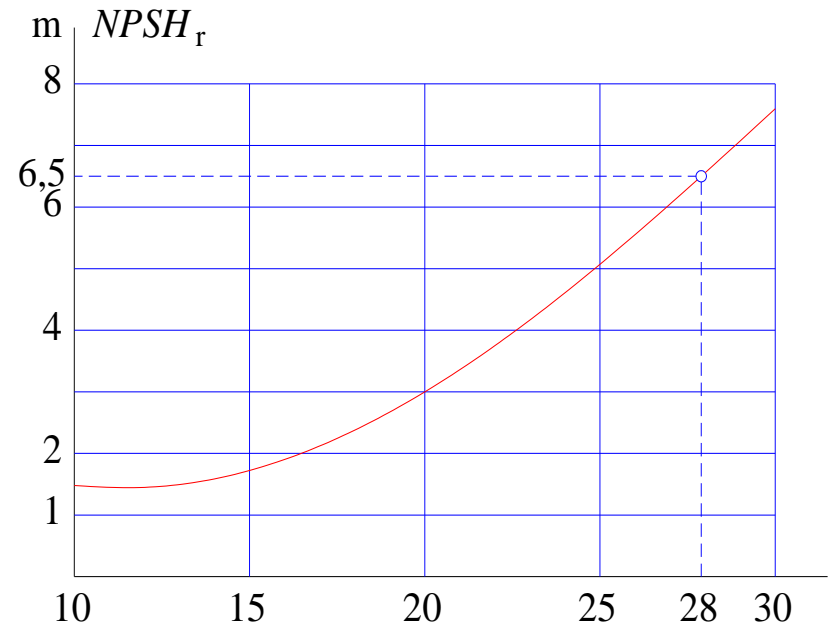
$$z_e \leq \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_t - NPSH - 0,5m$$

Exemplo. Para 28 l/s, usa-se uma bomba cujo  $NPSH$  é indicado na figura. Pede-se a máxima altura  $z_e$ , com pressão de vapor  $\frac{p_v}{\gamma} = 0,23 \text{ mca}$  e perda de carga no trecho de entrada da bomba de  $h_t = 0,2 \text{ mca}$

a) ao nível do mar ( $\frac{p_a}{\gamma} = 10,33 \text{ mca}$ )

b) a 2000 m ( $\frac{p_a}{\gamma} = 8,10 \text{ mca}$ )

$$z_e \leq \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_t - NPSH - 0,5m$$

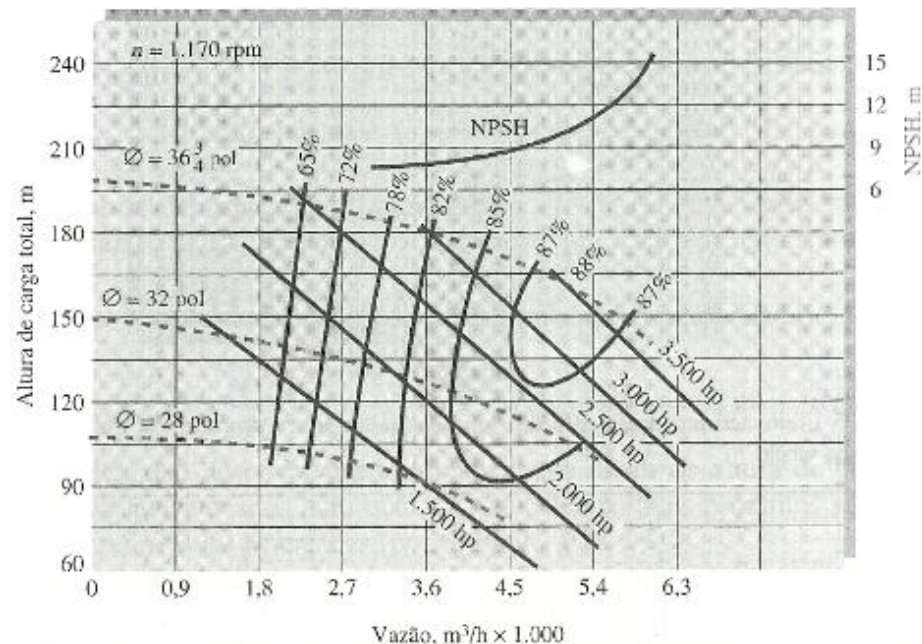


caso a:  $z_e \leq 10,33 - 0,23 - 0,2 - 6,5 - 0,5 = 2,90 \text{ m}$

caso b:  $z_e \leq 8,10 - 0,23 - 0,2 - 6,5 - 0,5 = 0,67 \text{ m}$

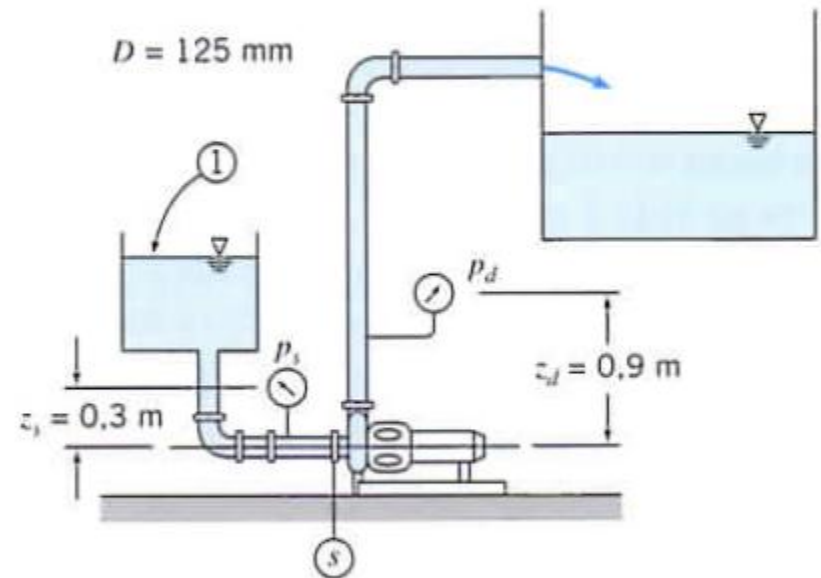
A bomba de 32" (813mm) deve bombear  $5400\text{m}^3/\text{h}$  a  $1170\text{ rpm}$  de um reservatório cuja superfície está à pressão atmosférica,  $101,35\text{ kPa}$  absoluta. Se a perda de carga do reservatório até a entrada da bomba é de  $1,8\text{ m}$ , a que altura a bomba deve ser posicionada para evitar cavitação para água a: a)  $15,5^\circ\text{ C}$ , com  $p_v = 1793\text{ Pa}$  absoluta,  $\rho = 1000\text{ kg/m}^3$ , b)  $93^\circ\text{ C}$ ,  $p_v = 79428\text{ Pa}$  absoluta, e  $\rho = 963,5\text{ kg/m}^3$ ?

Da figura se pode ler que à esta vazão o NPHr é  $11\text{ metros}$  e temos que  $\gamma = 9810\text{ kg/m}^3$ .



## Exercício 1

Uma bomba centrífuga Peerless, Tipo 4AE11, é testada a 1750 rpm usando um sistema de escoamento com o layout da figura. O nível de água no reservatório de alimentação está 1 m acima da linha de centro da bomba; a tubulação de sucção consiste em 1,8 m de tubo de ferro fundido reto de 125 mm de diâmetro, um cotovelo-padrão e uma válvula de gaveta totalmente aberta. Calcule o  $NPSH_D$  na entrada da bomba para uma vazão volumétrica de  $230 \text{ m}^3/\text{h}$  de água a  $30^\circ\text{C}$ . Compare com o  $NPSH_R$  da bomba para esta vazão. (Use dados de perda singular do Fox & McDonald)



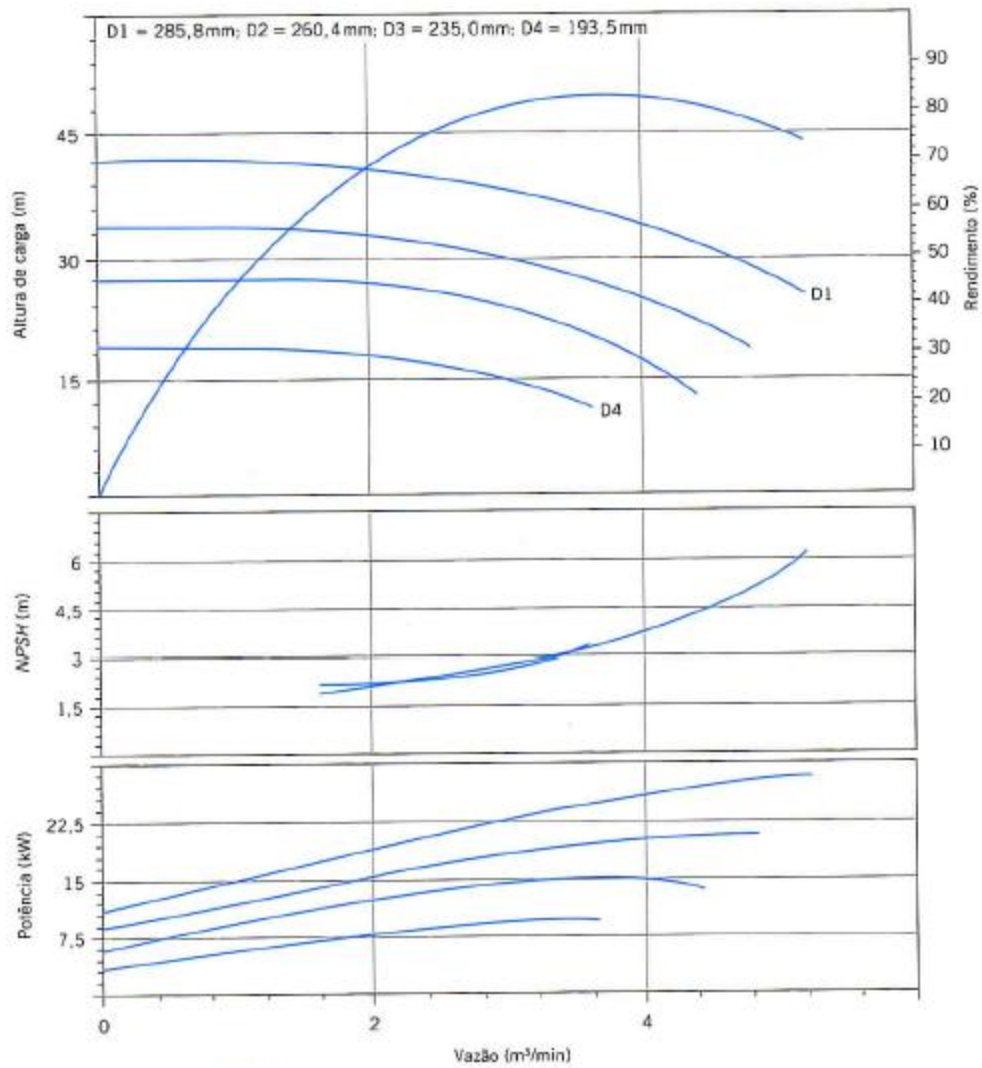


Fig. D.3 Curva de desempenho da bomba Peerless 4AE11 para 1750 rpm.

## Solução:

$$\text{NPSH}_D = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

Para achar  $p_s$ , aplicamos a equação da energia entre 1 e  $s$ :

$$\left( \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left( \frac{p_s}{\gamma} + \frac{\alpha_s \bar{V}_s^2}{2g} + z_s \right) = h_{LT}$$

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 - \frac{\alpha_s \bar{V}_s^2}{2g} - h_{LT} = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 - \left[ 1 + K_{\text{ent}} + f \frac{(L_{e \text{ cot}} + L_{e \text{ valv}} + L)}{D} \right] \frac{\bar{V}_s^2}{2g}$$

Tabelas:  $K_{\text{ent}} = 0,5$ ,  $L_{e \text{ cot}}/D = 30$ ,  $L_{e \text{ valv}}/D = 8$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times (230/3600)}{\pi \times 0,125^2} = 5,21 \text{ m/s}$$

Propriedades da água a 30 °C:  $\nu = 8,03 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $\rho = 996 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,  
 $p_v = 4,25 \text{ kPa}$ .

Ferro fundido:  $\epsilon = 0,26 \text{ mm}$

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu} = 8,11 \times 10^5, \quad \frac{\epsilon}{D} = \frac{0,26}{125} = 0,00208 \quad \text{Colebrook: } f = 0,0239$$

Substituindo na eq. da energia:

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{1,01 \times 10^5}{996 \times 9,8} + 1 - \left[ 1 + 0,5 + 0,0239 \times \left( 30 + 8 + \frac{1,8}{0,125} \right) \right] \frac{5,21^2}{2 \times 9,8}$$

$$\frac{p_s}{\gamma} = 7,54 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad \text{NPSH}_D = 7,54 + \frac{5,21^2}{2 \times 9,8} - \frac{4250}{996 \times 9,8} = 8,49 \text{ m}$$

A curva da bomba fornece, para  $Q = 230 \text{ m}^3/\text{h} = 3,83 \text{ m}^3/\text{min}$ ,  
 $\text{NPSH}_R = 3,3 \text{ m} < \text{NPSH}_D$ .

---