

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA DE ENGENHARIA DE LORENA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
LOQ4085 – OPERAÇÕES UNITÁRIAS I
PROFESSORA: LÍVIA CHAGURI E CARVALHO

Bombeamento de Fluidos

*Apostila elaborada pelo monitor da disciplina:
Victor Ferreira da M. L. Fonseca sob
supervisão e revisão da Prof^a. Livia Chaguri.*

Lorena, Março de 2019

Sumário

1. INTRODUÇÃO	3
1.1 Classificação de bombas	4
2. PROJETO DE SISTEMA DE BOMBAS	14
2.1 Balanço energético	14
2.2 Cálculo da perda de carga em tubulações	19
2.3 Trabalho e capacidade da bomba.....	25
2.4 Potencia útil e no eixo (eficiência)	26
2.5 Cavitação	29
2.6 NPSH requerido e disponível.....	30
2.7 Seleção de bombas	32
2.8 Etapas de um projeto de sistema de bombeamento.....	36
3. BOMBAS EM SÉRIE E EM PARELELO (ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS)..	36
3.1 Associação de bombas em série	36
3.2 Associação de bombas em paralelo	38
4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	42
5. ANEXOS	43

1. INTRODUÇÃO

O comportamento de fluidos em movimento é muito importante para a engenharia de processos e constitui um dos fundamentos para o estudo das operações unitárias. O estudo dos fluidos em movimento constitui a matéria da fluidodinâmica, a qual inclui os fenômenos importantes relativos ao escoamento de fluidos em tubulações que serão abordados nessa apostila. Portanto, algumas definições e conceitos utilizados no dimensionamento de bombas; as variáveis necessárias para uma avaliação do seu desempenho; classificação, descrição e caracterização das bombas, bem como os cuidados necessários para a instalação dos sistemas de bombeamento serão abordados neste material.

O transporte de fluidos (líquidos e gases) é uma operação básica em muitas indústrias de processamento e para que um fluido escoe ao longo de uma tubulação, ou seja introduzido em um equipamento de processo, é necessária a ação de uma força impulsora. Em geral, não é possível contar com a ação da gravidade como força potencial nesse escoamento, sendo necessária a instalação de uma ou mais bombas para aumentar a energia mecânica do fluido.

O dimensionamento adequado da operação de bombeamento requer a seleção de uma bomba que opere a um custo mínimo com máxima eficiência. Como comentado, a bomba é uma máquina que transfere energia mecânica ao fluido, que deve ser entendido como **fluido incompressível**, pois a máquina que transporta fluidos compressíveis é conhecida como *compressor*.

Na escolha de uma bomba para determinada aplicação, vários fatores devem ser considerados:

✓ Determinar o local de instalação da bomba e com isso definir os trechos de sucção e descarga (recalque) do sistema, portanto, define-se como:

○ *Sucção*: o trecho que compreende a tubulação e seus acessórios entre o tanque da onde se quer bombear o fluido e a entrada da bomba;

○ *Descarga (Recalque)*: o trecho que compreende a tubulação e seus acessórios entre a saída da bomba e o tanque para onde se quer bombear o fluido;

✓ A pressão requerida (altura manométrica ou de projeto);

✓ Vazão Volumétrica;

✓ Propriedades do fluido como: densidade, viscosidade, propriedades de fluxo para fluidos não newtonianos;

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

- ✓ Perdas de carga na tubulação nos trechos de sucção e descarga (recalque);
- ✓ Temperatura e pressão de vapor do fluido;
- ✓ Sistema de operação: intermitente ou de uso contínuo;.

1.1 Classificação de bombas

As bombas podem ser classificadas de diversas maneiras, segundo suas aplicações, material de construção, características do líquido deslocado etc. Porém a classificação mais utilizada é a que se baseia no modo como a energia é fornecida ao fluido durante o escoamento. Segundo esse critério, as bombas podem ser divididas em dois grandes grupos: (1) Bombas Cinéticas ou Dinâmicas; (2) Bombas de deslocamento positivo ou volumétricas.

Os principais tipos de bombas distribuídos entre esses dois grupos são apresentados na Figura 1:

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

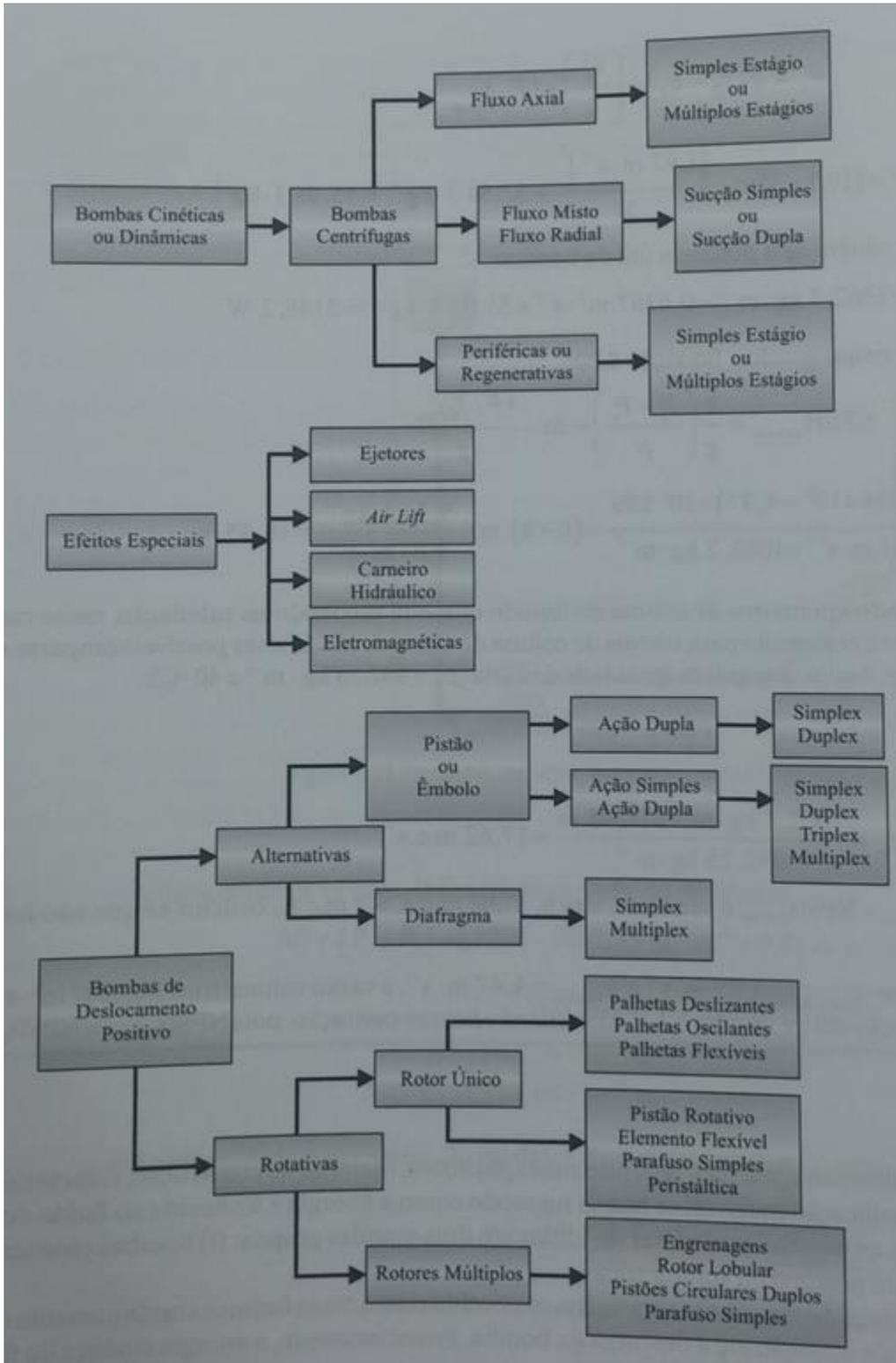


Figura 1. Classificação das bombas segundo a forma como a energia é fornecida ao fluido durante o escoamento.

a) Bombas cinéticas ou dinâmicas

A força centrífuga de um elemento rotativo, conhecido como rotor, fornece continuamente energia cinética ao fluido, deslocando-o desde a sucção até a descarga da bomba. Posteriormente, a energia cinética do fluido é transformada em energia de pressão.

Entre as bombas cinéticas as mais amplamente utilizadas nas indústrias são as centrífugas, que consistem basicamente em um elemento móvel, denominado rotor ou impulsor provido de pás, e de um elemento fixo, a carcaça (como mostrado na Figura 2). O rotor ou impulsor gira dentro da carcaça e seu movimento produz uma zona de vácuo (centro) e outra de alta pressão (periferia). O fluido entra no centro do rotor por causa desse vácuo e é acelerado pelas pás que giram a alta velocidade. Pela ação da força centrífuga, o fluido é descarregado na voluta ou no difusor, em que é desacelerado por uma expansão da seção de escoamento. Assim, a energia cinética adquirida é transformada em energia de pressão. As **bombas centrífugas** podem ser classificadas segundo a direção principal do escoamento no impulsor com respeito ao eixo de rotação:

- *Fluxo radial*: centrífuga propriamente dita, na qual o líquido sai do rotor radialmente à direção do eixo. São as mais utilizadas e a potência consumida aumenta com o aumento da vazão;
- *Fluxo axial*: é a propulsora, na qual o líquido sai do rotor com direção aproximadamente axial em relação ao eixo. Potência consumida maior quando a sua saída se encontra bloqueada. Indicada para grandes vazões e baixas alturas manométricas;
- *Fluxo misto*: é a centrífuga-propulsora, na qual o líquido sai do rotor com direção inclinada em relação ao eixo. Atende à faixa intermediária entre as anteriores;

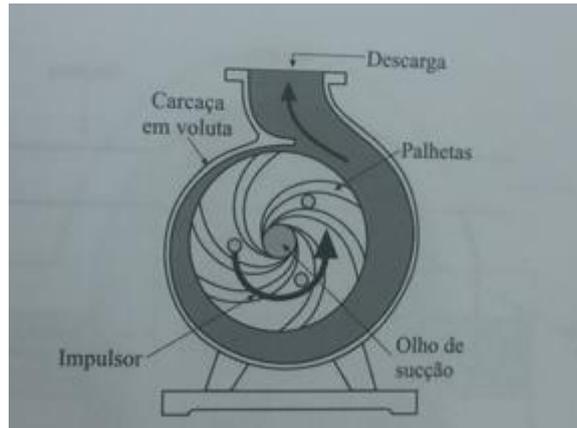


Figura 2: Representação esquemática de uma bomba centrífuga.

As bombas centrífugas, dependendo da entrada do líquido no rotor podem apresentar sucção simples (só uma entrada na bomba) ou dupla (quando há entradas simétricas em ambos os lados). A sucção dupla, a princípio, apresenta a vantagem de proporcionar melhor distribuição dos esforços mecânicos sobre o impulsor, além de propiciar maior área de sucção, o que permite trabalhar com menor altura positiva de líquido na sucção (NPSH). Contudo, em pequenas unidades, utiliza-se sucção única por ser de fabricação mais simples com menor custo.

Outra classificação de bombas centrífugas é quanto à construção mecânica dos rotores, como mostrado na Figura 3, que podem ser:

- *Fechados*: Além do disco em que se fixam as pás, existe uma coroa circular presa às pás. Pela abertura dessa coroa o líquido penetra no rotor. Este é utilizado para líquidos de baixa viscosidade e que não contenham substâncias em suspensão;
- *Semifechados e Abertos*: não têm coroa circular, sendo utilizados para líquidos com sólidos em suspensão: pastas, produtos arenosos, lamas, esgotos sanitários, etc;

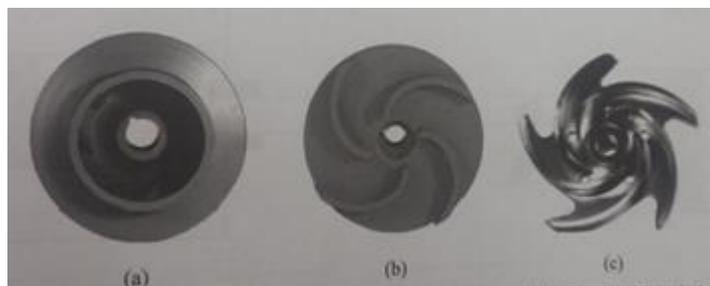


Figura 3: Construção mecânica dos rotores ou impulsores (a) fechado; (b) semifechado e (c) aberto.

Bombas centrífugas que possuem apenas um impulsor são denominadas bomba de simples estágio, mas quando altas pressões são requeridas, vários impulsores operando em série podem ser utilizados, cada um descarregando na sucção do impulsor seguinte. Neste caso tem-se uma bomba de múltiplos estágios.

Uma condição operacional obrigatória é a exigência de que uma bomba centrífuga deve estar cheia de líquido antes de começar a operar, ou seja, precisa estar escorvada, caso contrário, não se consegue eliminar as bolhas de ar retidas na carcaça e consequentemente succionar o líquido.

Principais Componentes De Uma Bomba Centrífuga

Rotor

O projeto do rotor varia largamente para que se atinja uma grande variedade de condições de trabalho. A seleção do tipo adequado de rotor é de suma importância para se obter operação satisfatória e econômica da bomba.

Um alto rendimento pode ser obtido com o rotor tipo aberto sob determinadas condições, proporcionando-se cuidadosamente a curvatura das pás e reduzindo-se a um mínimo de folgas laterais através de usinagem acurada dos bordos do rotor e das chapas laterais. Um rotor do tipo fechado é geralmente empregado por seu maior rendimento. As palhetas são fundidas integralmente em ambos os lados e são projetadas para impedir retenção de materiais fibrosos entre as partes fixas e o rotor. Um rotor tipo fechado de admissão dupla e anel de desgaste são mostrados abaixo na Figura 4. O rotor é fundido numa única peça de metal adequada para a aplicação desejada.

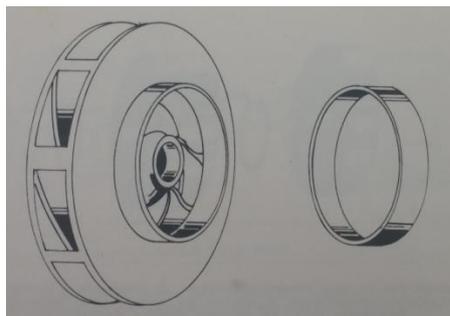


Figura 4: Rotor tipo fechado de admissão dupla e anel de desgaste.

Carcaça

É usualmente uma peça fundida bipartida no plano horizontal ou diagonal, com as conexões de admissão e descarga fundidas integralmente com sua parte inferior. Podem apresentar admissão simples ou dupla. A carcaça separada diagonalmente (Figura 5)

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

permite fácil remoção das partes internas, não havendo necessidade de se mexer nos tubos de sucção e recalque. Um projeto de carcaça assimétrica é mostrado na Figura X. Este tipo de carcaça apresenta também linha de centro da descarga no topo, é autoaspirante e estendida para trás.

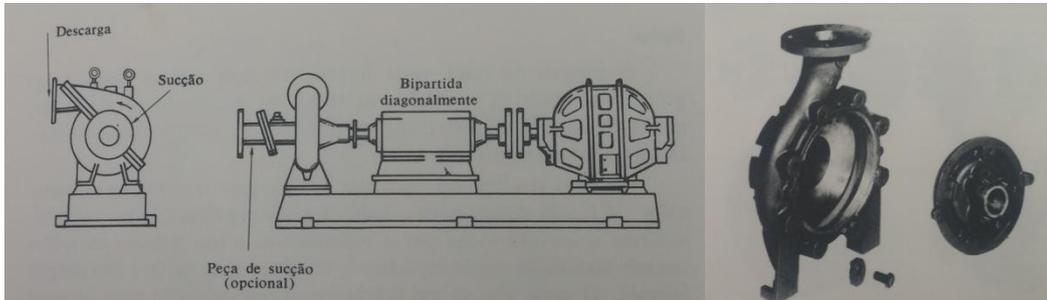


Figura 5: Carcaça separada diagonalmente (esquerda) e projeto de carcaça assimétrica e sua tampa (direita).

Conjunto da Caixa de Gaxetas

O conjunto mostrado na Figura 6 é provido de cinco anéis de vedação e caixa. A caixa é bipartida e enchida com teflon que é um material resistente à corrosão e ao calor. Podem ser usados selos mecânicos, e eles são recomendáveis em materiais adequados para aplicações em condições corrosivas e não corrosivas.

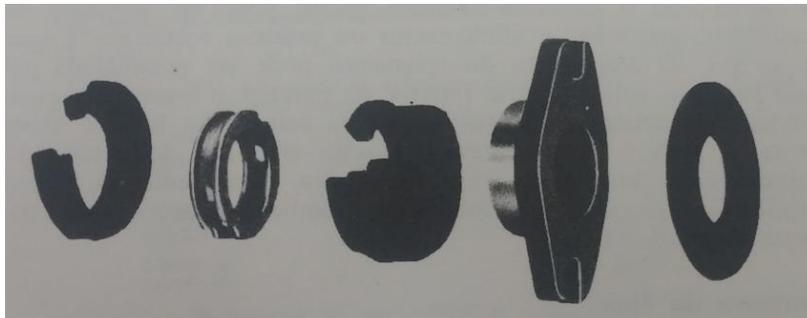


Figura 6: Conjunto de uma caixa de gaxetas para bomba centrífuga

Rolamentos e Alojamentos

A maioria das bombas é equipada com rolamentos de esferas como mostrado na Figura 7. Uma construção típica consiste de uma simples carreira de rolamento de tamanho amplo capaz de resistir a cargas axial e radial. O alojamento do rolamento pode ser do tipo rotatório, de tal forma que o elemento rotativo inteiro pode se removido da bomba se perturbar o alinhamento ou expor o rolamento à água ou ao pó. O alojamento do rolamento pode também ser posicionado por meio de pinos-guia na parte inferior da carcaça e firmemente preso por tampas partidas no mesmo plano da carcaça

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

da bomba. Desta forma, o mancal pode ser removido do eixo sem ser danificado, empregando-se uma porca como saca-polia. Rolamentos de esferas singelos são exceções – a maioria das bombas são providas de rolamento duplo de esferas.

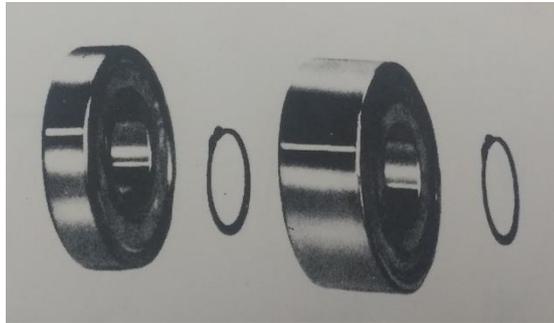


Figura 7: Rolamentos de uma bomba centrífuga. À direita: Dupla carreira de esferas, constituindo o mancal de escora; e à esquerda: rolamento guia, de carreiras simples de esferas.

Conjunto do eixo

O eixo (Figura 8) é usinado acuradamente para garantir precisão nos ajustes de todas as partes, inclusive do rotor e dos rolamentos. Na maioria das bombas centrífugas o eixo requer proteção contra a corrosão ou contra a ação abrasiva causada pelo líquido bombeado, através de buchas de bronze nas quais se assenta o cubo do rotor e sua vedação é feita por meio de uma fina junta.

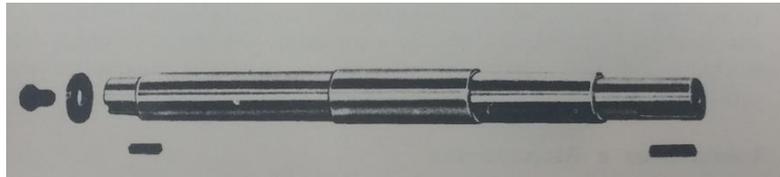


Figura 8: Eixo sólido de aço inoxidável para uma bomba centrífuga.

Acionamento

As bombas centrífugas são acionadas diretamente ou através de correia e polia. Para a conexão direta com o motor de acionamento, é usualmente prevista uma robusta base inferior e as duas unidades são unidas por um acoplamento adequado (Figura 10). Uma bomba desmontada, destinada à dragagem, é mostrada na Figura 11.

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

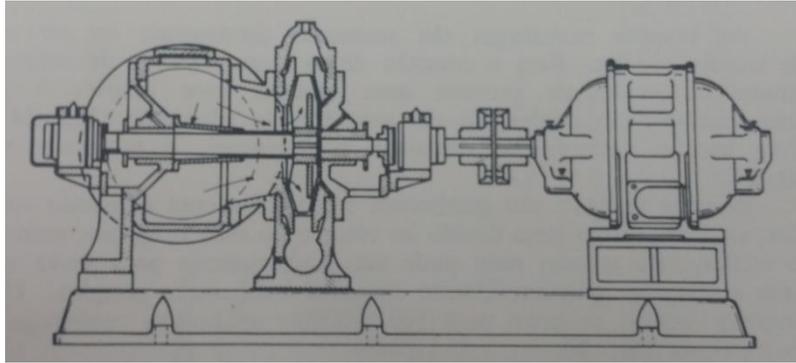


Figura 10: Bomba centrífuga e motor instalados numa robusta base inferior.

Bombas verticais são geralmente construídas com admissão simples; uma vez que o peso devido ao rotor e ao eixo exige um mancal de escora, este mesmo peso pode ser dimensionada para levar em conta o empuxo não equilibrado inerente à admissão simples.

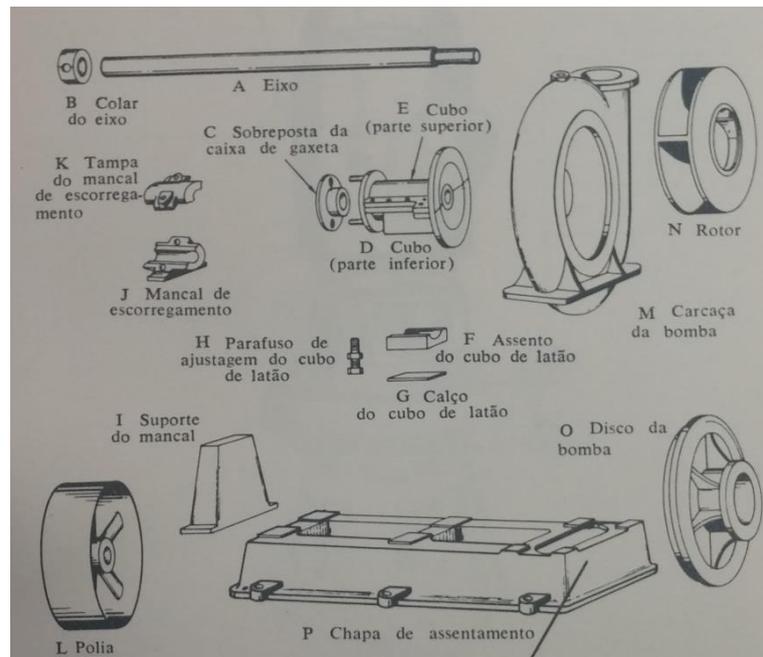


Figura 11: Vista de desmontagem mostrando peças de uma bomba centrífuga de único estágio, acionada por correia.

Um conjunto vertical de poço para acionamento de bomba centrífuga é mostrado na Figura 12.



Figura 12: Montagem de motor vertical para bomba centrífuga.

b) Bombas de deslocamento positivo ou volumétricas

Dividem-se em dois tipos: Alternativas (Pistão ou Êmbolo ou Diafragma) e Rotativas.

• Bombas Alternativas

Dentro de uma câmara existe um pistão ou êmbolo que faz um movimento de vai-e-vem. Essa câmara está equipada com válvulas de retenção na entrada e saída. No funcionamento de uma bomba alternativa de pistão simplex de ação simples, mostrado na Figura 13, o pistão desloca-se em um cilindro que contém o líquido. Quando o pistão se movimenta para a esquerda, a pressão no cilindro diminui, a válvula de admissão abre e o líquido flui para dentro do cilindro. A válvula de retenção na descarga mantém-se fechada. Quando o pistão chega ao final do cilindro, o movimento se inverte e o pistão começa a se deslocar para a direita, provocando um acréscimo de pressão no cilindro; a válvula de retenção na linha de sucção fecha e a pressão no cilindro continua a aumentar, até alcançar a pressão na linha de descarga. Nesse momento, a válvula de retenção na descarga abre e o líquido do cilindro escoar para a linha de saída.

Quando se efetua uma admissão e uma descarga em cada ciclo tem-se uma bomba de ação simples. Quando as duas fases do pistão atuam no líquido, havendo duas

válvulas de admissão e duas de descarga, a bomba é denominada ação dupla, como mostrado na Figura 13. Caso o pistão se movimenta, por exemplo, para a direita, o líquido é expulso da câmara anterior e admitido na câmara posterior. Quando o movimento é invertido, o líquido é succionado na câmara anterior e expulso pela posterior.

Uma mesma bomba pode apresentar vários cilindros em paralelo, com descargas alternadas. Segundo o número de cilindros e pistões essas bombas podem classificar-se como: *simplex*: um pistão e um cilindro; *duplex*: dois pistões e dois cilindros; *tríplex*: três pistões e três cilindros; *múltiplex*: quatro ou mais pistões e cilindros;

Nas bombas de êmbolo, a diferença é que o pistão é substituído por um cilindro de seção constante, de menor diâmetro que as bombas de pistão. São utilizadas para altas pressões e fluidos muito viscosos.

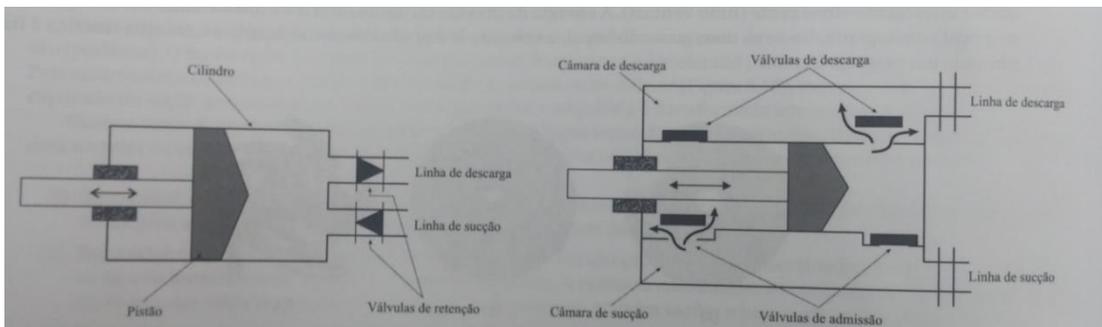


Figura 13: Esquema de uma bomba alternativa simplex de ação simples (esquerda) e de uma bomba alternativa simplex de ação dupla (direita).

- Bomba Rotativa

O deslocamento mecânico do líquido é produzido pela rotação de um ou mais elementos (lóbulos, palhetas, engrenagens) dentro de uma câmara, como ilustrado na Figura 14. Os volumes de fluido são transportados da sucção até a descarga pelos elementos rotativos. No pistão rotatório, a passagem do fluido é provocada pelo movimento de um elemento excêntrico. Nas bombas de engrenagens o fluido é retido entre os dentes da engrenagem e conduzido por sua movimentação até a descarga. As bombas rotativas podem ser classificadas como de rotor simples (apenas um elemento rotativo), ou de rotor múltiplo (mais de um elemento que gira), como a de engrenagem, lóbulos, dois parafusos, etc.

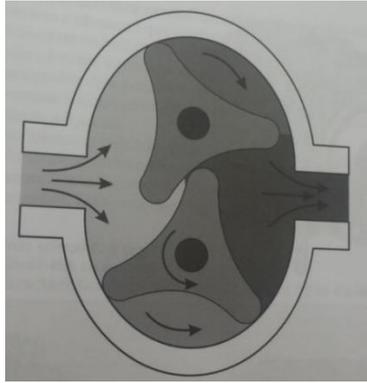


Figura 14: Desenho esquemático do mecanismo de uma bomba rotativa¹.

2. PROJETO DE SISTEMA DE BOMBAS

O conjunto constituído pelas canalizações e pelos meios mecânicos de elevação denomina-se sistema de recalque. Divide-se em: a) tubulação de sucção (entre o poço até a entrada da bomba); b) conjunto moto-bomba; c) tubulação de recalque (da boca da saída da bomba até o ponto de descarga). O escoamento do fluido na tubulação de sucção e na de recalque pode ser considerado permanente uniforme, sendo prático, portanto, o emprego das equações de Bernoulli (conservação de energia) e da continuidade para cálculo da altura manométrica (H_p).

2.1 Balanço energético

Deve-se aplicar o balanço energético entre os pontos convenientes para se calcular a altura manométrica (H_p), ou seja, a energia por unidade de peso que a bomba deve fornecer para deslocar o fluido a uma dada velocidade do reservatório A até o B (Figura 15), através das tubulações de diâmetros definidos, vencendo o desnível geométrico e a resistência (perda de carga nos trechos retos e nos acessórios).

OBS: Geralmente utilizamos o referencial zero (0) como sendo na linha de sucção e recalque da bomba.

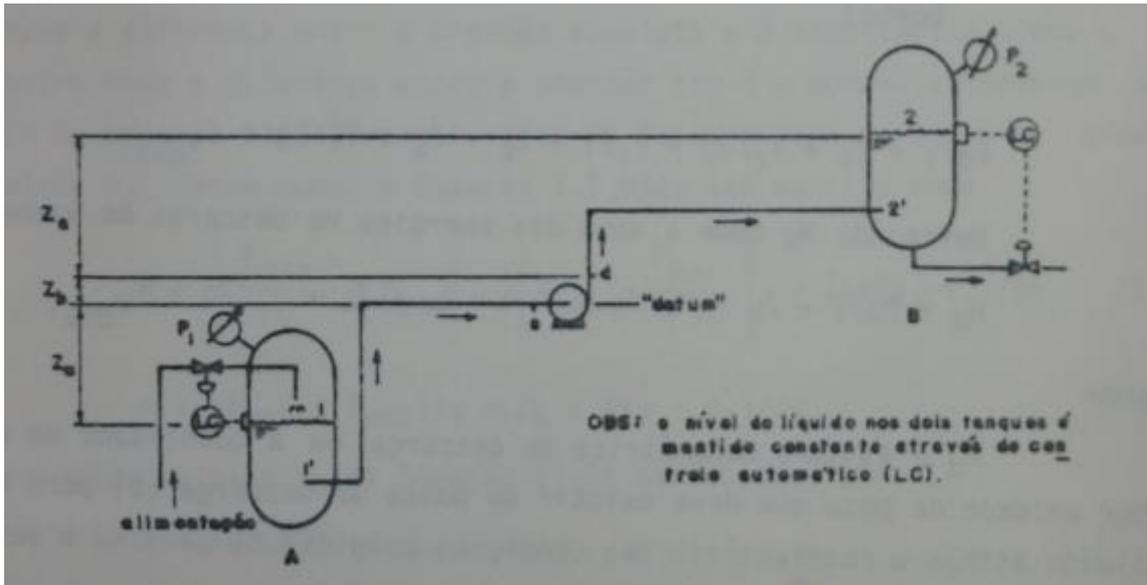


Figura 15: Sistema de bombeio com pontos para se aplicar o balanço energético.

a) Balanço energético entre os pontos 1 e s (trecho de sucção da bomba)

$$\frac{P_1}{\gamma} - Z_c + \frac{V_1^2}{2g\alpha} + \eta W = \frac{P_s}{\gamma} + Z_s \frac{V_s^2}{2g} + h_{p1' \rightarrow s} \quad (1.1)$$

Sendo $\eta W=0$ (energia por unidade de peso fornecida ao líquido pela bomba em m – que nesse trecho é zero, pois não há bomba entre 1 e s) e $Z_s=0$ (está na linha do referencial zero), temos:

$$\frac{P_1}{\gamma} - Z_c + \frac{V_1^2}{2g\alpha} = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + h_{p1' \rightarrow s} \quad (1.2)$$

Onde:

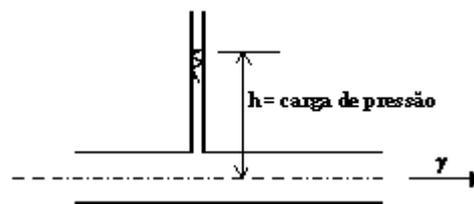
- $\frac{P}{\gamma}$ = altura de pressão piázométrica (metros de coluna de fluido*, m.c.f.); A pressão deve ser expressa em kgf/m² (unidade de força por unidade de área) e o peso específico em kgf/m³ (unidade de massa por volume);
- Z = altura estática em m (unidade de comprimento);
- $\frac{V^2}{2g\alpha}$ = altura cinética ou de velocidade; A velocidade deve ser expressa em m/s (unidade de comprimento por unidade de tempo) e a aceleração da gravidade em m/s² (unidade de comprimento por unidade de tempo ao quadrado);
- $h_{p1' \rightarrow s}$ = perda de carga por atrito em m (unidade de comprimento). Inclui perdas no trecho reto da tubulação e em seus acessórios;
- α = fator de correção; 0,5 laminar e 1 turbulento.

Chamando a soma das energias de pressão, estática e cinética na entrada da bomba de H_s , a equação acima pode ser escrita como:

$$H_s = \frac{P_1}{\gamma} - Z_c + \frac{V_1^2}{2g\alpha} - h_{p1' \rightarrow s} = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.3)$$

Onde H_s é a altura manométrica de sucção ou a quantidade de energia por unidade de peso existente no ponto de sucção.

*O piezômetro é um dos aparelhos que trabalha na escala efetiva, é utilizado para medir pressões iguais a pressão atmosférica local, e registra uma coluna de fluido igual a zero.



Como a carga de pressão é utilizada para definir pressão, convencionou-se que as suas unidades serão sempre uma unidade de comprimento acrescido do nome do fluido considerado.

$$\text{Pressão (em m. c. f.)} = \frac{P_{kgf/m^2}}{\rho_{fluido}}$$

Dada a carga de pressão, em metros de coluna de fluido, para obter a pressão, por exemplo em kgf/m^2 , basta multiplicá-la pelo respectivo peso específico, no caso do exemplo em kgf/m^3 .

b) Balanço energético entre os pontos d e 2 (trecho de descarga/recalque da bomba)

$$\frac{P_d}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2}{2g\alpha} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_b + Z_a \frac{V_2^2}{2g\alpha} + h_{pd \rightarrow 2'} \quad (1.4)$$

Definindo H_d como a soma das energias na descarga da bomba tem-se

$$H_d = \frac{P_d}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2}{2g\alpha} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_b + Z_a \frac{V_2^2}{2g\alpha} + h_{wd \rightarrow 2'} \quad (1.5)$$

Onde H_d é a altura manométrica da descarga ou a quantidade de energia por unidade de peso que deve existir no ponto de descarga (d) para que o fluido atinja o reservatório nas condições exigidas de pressão e vazão.

A altura manométrica total do sistema (H_p) é definida como a diferença entre a altura manométrica da descarga e a da sucção, ou seja,

$$H_p = H_d - H_s \quad (1.6)$$

Substituindo as Equações 1.3 e 1.5 na equação 1.6 tem-se:

$$H_p = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.7)$$

Ou ainda:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_a + Z_b + Z_c) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g\alpha} + (h_{p1' \rightarrow s} + h_{pd \rightarrow 2'}) \quad (1.8)$$

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_{2 \rightarrow 1}) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g\alpha} + (h_{p1' \rightarrow s} + h_{pd \rightarrow 2'}) \quad (1.8)$$

A equação 1.8 é empregada na determinação da altura manométrica, na fase de projeto da instalação (seleção da bomba). A equação 1.7 é empregada quando a instalação já está executada e dispõe-se de um manômetro no ponto d e um vacuômetro no ponto da figura 14. Para se obter a pressão absoluta P_d deve-se somar o valor da pressão atmosférica à leitura do instrumento, uma vez que o manômetro fornece a diferença entre a pressão absoluta e a atmosférica. Como o vacuômetro mede a diferença entre a pressão atmosférica e a absoluta, deve-se subtrair da pressão atmosférica o valor da leitura para se obter a pressão absoluta. Desse modo, a equação 1.7 pode ser reescrita como:

$$H_p = \left[\frac{P_{man}}{\gamma} + P_{atm} \right] - \left[P_{atm} - \frac{P_{vac}}{\gamma} \right] + Z_b + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.9)$$

Ou:

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

$$H_p = \frac{P_{man} + P_{vac}}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.10)$$

As velocidades V_d e V_s da equação (1.9) são obtidas por:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (1.11)$$

Onde: Q é a vazão em m^3/s (unidade de volume sobre unidade de tempo) e D é o diâmetro interno da linha considerada (s ou d);

c) Balanço energético entre os pontos d e s (trecho entre a entrada e a saída da bomba)

Pode-se obter a equação 1.12 aplicando o balanço energético entre d e s:

$$\frac{P_s}{\gamma} - Z_s + \frac{V_s^2}{2g\alpha} + \eta W = \frac{P_d}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2}{2g\alpha} + h_{pD \rightarrow S} \quad (1.12)$$

O rendimento mecânico η é a relação entre a potência cedida pelo rotor (de uma turbobomba) ao líquido (WHP – Water Horse Power) e fornecida pelo motor ao eixo da bomba (W - Watts ou BHP – Brake Horse Power), isto é:

$$\eta = \frac{WHP}{BHP} = \frac{WHP}{W} \quad (1.13)$$

Por conseguinte o termo ηW representa a energia por unidade de peso recebida pelo fluido ao passar pela bomba. Como a perda de carga h_p está computada no rendimento da bomba, a equação 1.12 pode ser ordenada da seguinte forma:

$$\eta W = H_p = H_d = H_s = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + Z_b + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.14)$$

Para determinação da altura manométrica com o objetivo de selecionar a bomba, a equação 1.8 pode ser obtida adotando-se 1 e 2 como pontos de controle para o balanço energético.

d) Balanço energético entre os pontos 1 e 2 (trecho entre o poço (vaso/tanque) de sucção e o poço (vaso/tanque) de descarga/recalque da bomba)

$$\eta W = H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_a + Z_b + Z_c) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g\alpha} + (h_{p1' \rightarrow 2'}) \quad (1.15)$$

Ou ainda:

$$\eta W = H = \frac{\Delta P}{\gamma} + (\Delta Z) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g\alpha} + (h_p) \quad (1.16)$$

Que é uma forma reduzida da equação 1.8, utilizada para a seleção de bomba.

2.2 Cálculo da perda de carga em tubulações

A determinação da altura manométrica (H_p) pela equação 1.16 para se entrar nos catálogos de fabricantes com o par Q e H e escolher o tipo de bomba, requer o cálculo da perda de carga (h_p), ou melhor, da energia que o líquido irá despende ao passar pelo encanamento.

A perda de carga, ou de energia, resulta do atrito interno do líquido, isto é, da sua viscosidade, da resistência oferecida pelas paredes, em virtude de sua rugosidade e das alterações nas trajetórias das partículas líquidas impostas pelas peças e dispositivos intercalados nos encanamentos.

O cálculo da perda de carga por atrito será dividido em duas partes: a) Perda de carga em tubos retos de seção circular constante (distribuída) e b) Perda de carga em acidentes da tubulação (localizada).

Perda de Carga em Tubos Retos de Seção Circular Constante

a) Fórmula universal

As fórmulas propostas para o cálculo da perda de carga por Chèzy (1775), Weisbach (1855) e Darcy (1857) são do tipo em que o expoente da velocidade é 2 e o do diâmetro é 1, por essa razão a expressão (vinda da análise dimensional).

$$h_p = f \frac{LV^2}{D2g} \quad (1.17)$$

É válida para qualquer líquido e também denominada de fórmula universal ou racional.

Na fórmula 1.17, L é o comprimento do tubo (em metros), V a velocidade média do fluido (m/s), D o diâmetro da canalização (m), g a constante de aceleração da gravidade (m/s²), f o fator de atrito ou fator de resistência e h_p a perda de carga em metros.

Para se estimar o valor do fator de atrito (f) existem inúmeras correlações, das quais pode-se citar: Equação de Colebrook, Equação de Churchill e Diagrama de Moody. Existem também algumas correlações específicas dependendo da corrente de fluido que passa no interior dos tubos, das características do tubo ou do tipo e local de instalação. Alguns exemplos são: Fórmula de Flamant (para transporte de água em tubos de paredes lisas); Fórmula de Fair-Whipple-Hsiao (para canos de pequeno diâmetro) e Diagrama de Hunter-Rouse (compilação da correlação de Colebrook).

Equação de Colebrook

Apesar de implícita em f, é a correlação mais precisa que temos para estimar o fator de atrito (f). Ela é válida para tubos lisos e rugosos nos regimes de transição e turbulento

plenamente desenvolvido e para valores de $\frac{D}{Re\sqrt{f}} < 0,01$.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7065D} + \frac{2,5226}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (1.18)$$

Onde ε = rugosidade equivalente, m (Apêndice A-3); $Re = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{DV}{\nu}$ é o número adimensional de Reynolds; D = diâmetro interno do tubo (em metros); V = velocidade média do fluido (m/s); ρ = massa específica ou densidade absoluta (kgf.s²/m⁴); ν = viscosidade cinemática (m²/s); μ = viscosidade dinâmica ou absoluta (kgf.s/m²).

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Equação de Churchill

É a correlação explícita em f mais recomendada, válida para qualquer Re e qualquer valor de rugosidade específica (ϵ/D).

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (1.19)$$

Onde

$$A = \left[2,457 * \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 * \frac{\epsilon}{D}} \right) \right]^{16} \quad e \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Diagrama de Moody

Solução rápida e com relativa precisão para estimar o coeficiente de atrito (f) é um diagrama log-log onde, entrando-se com o valor do número de Reynolds (Re) na abcissa (eixo x) e a rugosidade relativa (ϵ/D) na ordenada direita (eixo y), obtém-se o fator de atrito (f) na ordenada esquerda (Figura 16).

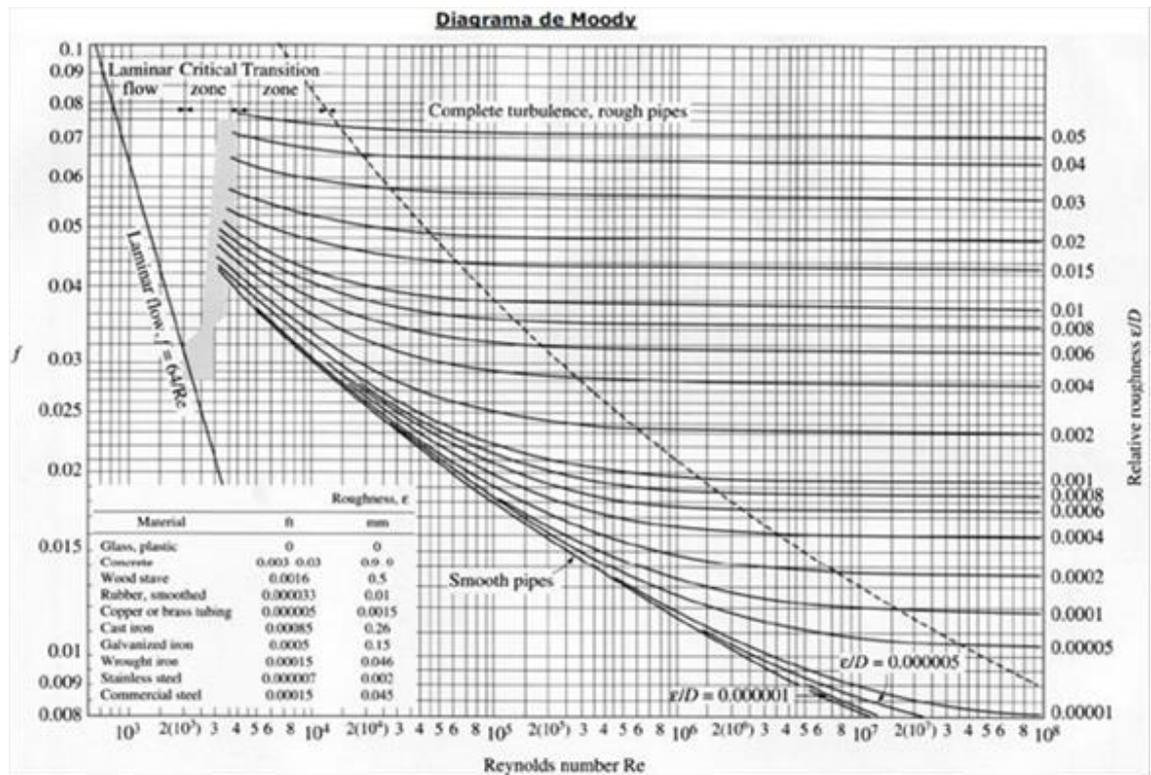


Figura 16. Diagrama de Moody.

b) Fórmula de Hazen-Willians

Empregada no transporte de água e esgotos em canalizações de diversos tipos com diâmetro maior que 50 mm.

$$\frac{hp}{L} = \frac{10,643}{C^{1,85}} \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}} \quad (1.19a)$$

em que:

C = coeficiente que depende da natureza do material empregado na fabricação dos tubos e das condições de suas paredes internas (dado nas tabelas a seguir).

Q = vazão (m³/s); D = diâmetro do tubo (m).

Tabela 1. Valores do coeficiente C, da equação de Hazen-Willians.

– Valores ¹¹ do Coeficiente C, recomendados por Azevedo Netto	
Tubo	Coeficiente C
Aço corrugado (chapa ondulada)	60
Aço com juntas <i>lock-bar</i> novos	130
Aço com juntas <i>lock-bar</i> em serviço	90
Aço rebitado, novo	110
Aço rebitado, em uso	85
Aço soldado, novo	120
Aço soldado, em uso	90
Aço soldado com revestimento especial, novos e em uso	130
Chumbo	130
Cimento-amianto	140
Cobre	130
Concreto, bom acabamento	130
Concreto, acabamento comum	120
Ferro fundido, novo	130
Ferro fundido, em uso (ver tabela !!)	90
Ferro fundido, tubos revestidos de cimento	130
Grés cerâmico vidrado (manilha)	110
Latão	130
Madeira, em aduelas	120
Tijolos, condutos bem executados	100
Vidro	140
Plástico	140

Tabela 2. Valores do coeficiente C, da equação de Hazen-Williams para ferro fundido, em função da idade da tubulação.

– Alguns valores do Coeficiente C para ferro fundido, em função da idade da tubulação

Ano	Diâmetro (polegadas)				
	4	6	10	30	60
0	130	130	130	130	130
5	117	118	120	121	122
10	106	108	110	113	113
15	96	100	103	106	106
50	56	63	70	76	78

Perda de Carga em Acidentes e Tubulações

Os sistemas de bombeamento possuem, em geral, além dos tubos retos de seção circular constante, diversos acessórios como curvas, conexões, alargamentos, reduções, bifurcações, juntas de dilatação e, muitas vezes, equipamentos (como trocadores de calor, medidores de vazão e outros) localizados entre a tomada de sucção e a da descarga. Devido à turbulência, alteração da velocidade, mudança da direção e aumento de atrito que ocorre nos acessórios e nos equipamentos, parte da energia mecânica disponível no fluido dissipa-se na forma de calor. Essa perda de energia denominada perda de carga localizada, acidental ou singular deve ser adicionada a perda de carga da equação 1.8 ou 1.16. São dois os principais métodos para estimar a perda localizada: a) utilizando-se a chamada expressão geral e b) pelo método dos comprimentos equivalentes ou virtuais.

a) Cálculo da perda de carga localizada pela equação Geral

As perdas de carga localizadas podem ser expressas sob a forma:

$$h_p = K \frac{v^2}{2g} \quad (1.20)$$

Onde h_p = perda de carga (metros de coluna de fluido – m.c.f.); K = coeficiente de perda de carga (adimensional); v = velocidade média na entrada do acidente (m/s); g = aceleração da gravidade (m/s²).

Inúmeros trabalhos experimentais comprovaram que o valor do coeficiente K é praticamente constante para Reynolds maior que 50.000. Portanto, no escoamento turbulento, o valor de K para determinada peça pouco depende do diâmetro da tubulação e da velocidade e natureza do fluido. A tabela 3 apresenta alguns valores de

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

K. Outros valores podem ser encontrados em literaturas ou normas específicas sobre sistema de bombeio e tubulações.

Tabela 3: Valores Aproximados de K

Peça	K	Peça	K
Registro de gaveta aberto	0,20	Entrada normal na tubulação	0,50
Registro de globo aberto	10,00	Saída de canalização	1,00
Cotovelo de 90°	0,90	(jato livre ou afogado)	
Cotovelo de 45°	0,40	Tê, passagem direta	0,60
Curva de 90°	0,40	Tê, saída de lado	1,30
Curva de 45°	0,20	Tê, saída bilateral	1,80

Para o cálculo da perda de carga total em um trecho considerado deve-se somar a perda de carga dos tubos retos de seção circular constante com a perda de carga localizada obtida pela expressão geral, dadas em metros de coluna de fluido (m.c.f.).

b) Cálculo da perda de carga localizada pelo método dos comprimentos equivalentes ou virtuais

A técnica consiste em adicionar ao comprimento real (L), dos tubos retos de seção circular constante, comprimentos de tubos (L_{eq}), com o mesmo diâmetro do conduto, capazes de provocar a mesma perda de energia gerada pelo acessório. Ou, ainda, esse comprimento adicionado equivale virtualmente, sob o ponto de vista de perda de carga, ao produzido pelo acessório.

O valor da perda de carga total (perda de carga nos tubos retos de seção circular constante e a perda de carga nos acessórios) em um dado trecho do sistema pode ser obtido diretamente por uma das fórmulas já apresentadas, adicionando-se o comprimento real da tubulação (L) o comprimento equivalente do acessório. Este comprimento equivalente pode ser obtido por:

Tabelas de Comprimentos Equivalentes

As tabelas são fornecidas por fabricantes para um dado material do acessório (PVC rígido, cobre, aço galvanizado, etc.). Apresentam o comprimento equivalente da peça (em geral, em metros), para vários diâmetros (Anexo 1).

Tabelas de L/D (Tabela 4)

É prático o uso das tabelas do número de diâmetros, uma vez que a divisão dos comprimentos equivalentes pelos respectivos diâmetros não apresentam grande variação. Para se obter o comprimento equivalente por este método, basta multiplicar o valor do diâmetro pelo valor fornecido pela tabela L/D. É mais impreciso que os dois métodos anteriores, pois trabalha com valores médios.

Tabela 4: Comprimento Equivalente Expresso em Número de Diâmetros

Peça	L/D	Peça	L/D
Ampliação gradual	12	Registro de gaveta aberto	8
Cotovelo de 90°, raio longo	22	Registro de globo aberto	350
Cotovelo de 45°	16	Registro de ângulo aberto	170
Curva de 90° (R/D = 1)	21	Saída de canalização	32
Curva de 45°	15	Tê, passagem direta	20
Entrada normal	17	Tê, saída de lado	50
Entrada de Borda	35	Tê, saída bilateral	65
Junção	30	Válvula de pê e crivo	250
Redução	6	Válvula de retenção	100

2.3 Trabalho e capacidade da bomba

Define-se como altura desenvolvida pela bomba o trabalho por unidade de massa de fluido que a bomba é capaz de fornecer ao fluido, escoando com determinada vazão. Essa altura pode ser calculada por meio do balanço de energia mecânica aplicado entre a sucção e o recalque da bomba. Na maioria dos casos, os termos de energia cinética e potencial são desprezíveis em relação à energia de pressão no volume considerado entre a sucção e o recalque da bomba (entre os pontos d e s), como ilustrado na Figura 14. Assim:

$$H_p = \frac{W_e}{g} = \frac{(P_d - P_s)}{\rho g} \quad (1.21)$$

Ou seja, a altura total desenvolvida pela bomba (H_p) é proporcional à diferença de pressão entre a sucção (P_s) e o recalque (P_d). A vazão volumétrica de uma bomba (Q) é denominada capacidade da bomba e normalmente é expressa em unidades de volume por tempo.

2.4 Potência útil e no eixo (eficiência)

Define-se como potência útil a potência fornecida ao fluido na vazão mássica desejada:

$$P_{\text{útil}} = \dot{m}gH_p = \dot{m}W_e \quad (1.22)$$

Ou

$$P_{\text{útil}} = \rho \dot{Q} W_e \quad (1.23)$$

Em que $P_{\text{útil}}$ é a potência útil [Watts] e W_e é o trabalho por unidade de massa [J.kg^{-1}]

Por causa das perdas por atrito nos diversos componentes das bombas, fugas internas de líquido da zona de alta pressão à de baixa etc, a potência que o elemento acionador (motor) fornece ao eixo da bomba, denominada potência no eixo (P_{oe}) ou potência no freio, deve ser maior que a potência útil ($P_{o\text{útil}}$) transmitida ao fluido.

A relação entre a energia ou trabalho útil produzido por um sistema e o trabalho consumido por ele é chamado genericamente de eficiência (η):

$$\eta = \frac{P_{o\text{útil}}}{P_{o\text{consumida}}} \quad (1.24)$$

Em que η é a eficiência (adimensional). No caso das bombas, a eficiência pode ser expressa de diferentes maneiras:

Para bombas centrífugas: eficiência da bomba ou eficiência mecânica (η_m), eficiência elétrica (η_e), eficiência global (η_{global});

Para bombas rotativas: eficiência da bomba ou mecânica (η_m), eficiência do redutor (η_r), eficiência elétrica (η_e), eficiência global (η_{global}) e eficiência volumétrica (η_v);

Nas Figuras 17 e 18 é mostrado um esquema para a determinação das várias formas de eficiência de uma bomba:

$$\eta_m = \frac{P_{o\text{útil}}}{P_{oe}} \quad (1.25)$$

$$\eta_e = \frac{P_{oe}}{P_{oel}} \quad (1.26)$$

$$\eta_{global} = \eta_m \eta_e = \frac{P_{o\acute{u}til}}{P_{oel}} \quad (1.27)$$

Em que P_{oe} é a potência no eixo e P_{oel} é a potência elétrica, ambas em [Watts].

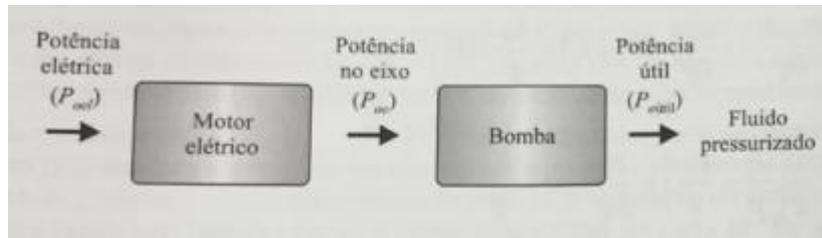


Figura 17: Representação das relações entre potências utilizadas no cálculo dos diferentes tipos de eficiência de sistemas de bombeamento.

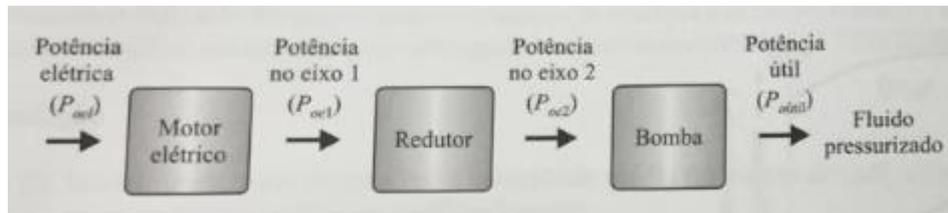


Figura 18: Representação das relações entre potências em um sistema de bombeamento com redutor de velocidade instalado entre o motor elétrico e a bomba.

Em bombas rotativas, um redutor pode ser instalado entre o motor elétrico e a bomba. Nesse caso:

$$\eta_r = \frac{P_{oe2}}{P_{oe1}} \quad (1.28)$$

Em que η_r é a eficiência do redutor (adimensional). Para redutores de engrenagem, $\eta_r \geq 0,90$ e, no caso de redutores de velocidade variável, $0,70 \leq \eta_r \leq 0,90$.

A eficiência do motor elétrico é geralmente alta, em torno de 0,95. Valores típicos de eficiência de acordo com o tipo de bomba são apresentados na tabela 5.

Tabela 5: Valores típicos de eficiência em função do tipo de bomba

TIPO DE BOMBA	
CENTRÍFUGA	DESLOCAMENTO POSITIVO
$0,30 \leq \eta_m \leq 0,50$ (fluido de processo)	$0,40 \leq \eta_m \leq 0,50$ (pequenas)
$\eta_m \leq 0,75$ (água)	$0,70 \leq \eta_m \leq 0,90$ (grandes)
	$0,90 \leq \eta_v \leq 1,00$

O valor da altura desenvolvida pela bomba (H_p) é determinado experimentalmente pelos fabricantes desses equipamentos e fornecido na forma de uma curva, conhecida como curva característica da bomba (Figura 19). Nessa figura são apresentadas relações entre altura (H_p), eficiência mecânica (η_m) e a potência no eixo (P_{oe}), em função da capacidade (\dot{Q}) de determinada bomba operando a uma dada velocidade de rotação (tipicamente 1750 ou 3500 rpm para bombas centrífugas). A curva $H_p \times \dot{Q}$ mostra a pressão de descarga da bomba em função da sua capacidade, lembrando que o aumento de pressão proporcionado pela bomba se relaciona com a altura H_p pela Equação 1.21. As curvas $P_{oe} \times \dot{Q}$ e $\eta_m \times \dot{Q}$, por sua vez, representam a dependência da potência no eixo e da eficiência mecânica da bomba, respectivamente, em função da sua capacidade.

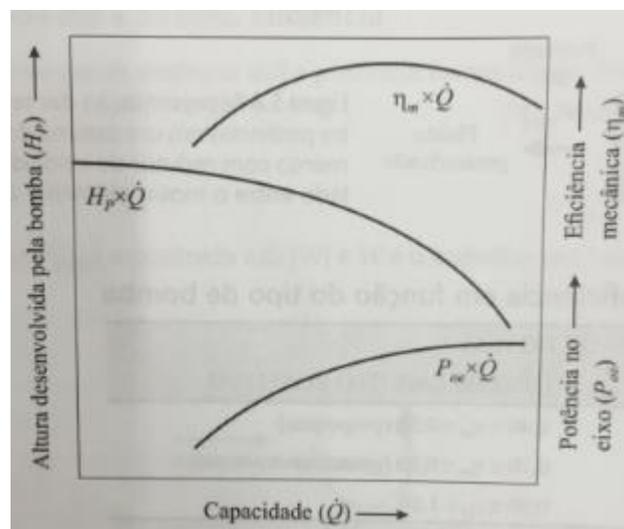


Figura 19: Curvas características de uma bomba operando em determinada velocidade de rotação.

2.5 Cavitação

Se, na entrada do impelidor, a pressão for inferior à pressão de vapor do líquido circulante (na temperatura em que este se encontra) inicia-se o processo de vaporização do mesmo. Nessas condições, uma grande bolha de vapor poderá aparecer na seção de entrada da bomba e interromper a circulação do fluido. Em vez de bolha única, pode ocorrer a formação de bolhas múltiplas que, ao atingirem regiões de maior pressão dentro da bomba, sofrem um colapso (implosões audíveis seguidas de vibrações devidas ao desequilíbrio) e retornam à fase líquida. Esse colapso, sendo acompanhado de ondas de choque, provoca corrosão, desgastando e até mesmo destruindo pedaços dos rotores e dos tubos de aspiração junto à entrada da bomba. O fenômeno de formação e destruição das bolsas de vapor, ou cavidades preenchidas com vapor, denomina-se cavitação (Figura 20). Além dos inconvenientes citados, de remover partículas metálicas (pitting), provocar ruído pelo fenômeno da implosão e vibração da máquina pelo desbalanceamento, a cavitação provoca uma grande queda no rendimento da bomba.



Figura 20: Exemplos de rotores danificados pelo processo de cavitação.

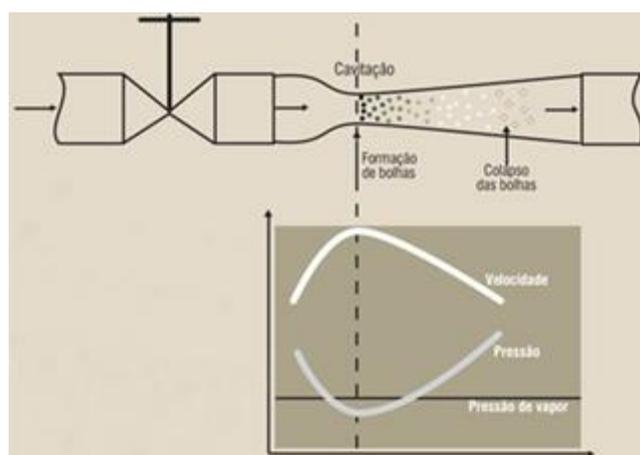


Figura 20: Esquema do processo de cavitação.

2.6 NPSH requerido e disponível

Para se evitar o fenômeno da cavitação, os fabricantes definem, em função da vazão, qual o valor da energia que deve existir no flange de sucção da bomba, para que na entrada do impelidor a pressão esteja ainda superior à da vaporização. A esse valor deu-se o nome de NPSH requerido (Net Positive Suction Head required) ou simplesmente $NPSH_r$, que é um parâmetro fornecido pelos fabricantes juntamente com a curva das bombas. Pelo exposto, o $NPSH_r$ pode ser definido como a carga exigida pela bomba para aspirar o fluido do poço de sucção.

Os autores e as normas norte-americanas designaram pela sigla NPSH available ou disponível ou simplesmente $NPSH_d$ o valor da diferença entre a energia total absoluta $\frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}$ na entrada da bomba e a pressão de vapor do líquido $\frac{P_v}{\gamma}$, a temperatura em que está sendo bombeado, ou seja:

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s - P_v}{\gamma} \right) + \frac{V_s^2}{2g\alpha} \quad (1.29)$$

Onde $NPSH_d$ = energia disponível no líquido na entrada da bomba (m.c.f.); P_s = pressão absoluta ($P_{atm} + P_{man}$) na entrada da bomba, kgf/m^2 ;

P_v = pressão (ou tensão, segundo alguns autores) de vapor na temperatura do fluido, kgf/m^2 .

A tabela 6 fornece o valor da pressão atmosférica em função da altitude, expresso em m.c.a., ou seja, P_{atm}/γ .

Tabela 6: Pressão atmosférica em função da altitude.

Altitude (m)	Pressão Atmosférica P/γ (m.c.a. para água a 40°C)
0	10,33
300	9,96
600	9,59
900	9,22
1200	8,88
1500	8,54
1800	8,20
2100	7,89
2400	7,58
2700	7,31
3000	7,03

A tabela 7 apresenta alguns valores da pressão de vapor e densidade da água em função da temperatura.

Tabela 7: Alguns valores de pressão de vapor e densidade da água em função da temperatura.

Temperatura (°C)	Pressão de Vapor		Densidade (g/cm ³)
	(mm Hg)	(kg/cm ²)	
15	12,7	0,0174	0,999
20	17,4	0,0238	0,998
25	23,6	0,0322	0,997
30	31,5	0,0429	0,996
35	41,8	0,0572	0,994
40	54,9	0,0750	0,992
45	71,4	0,0974	0,990
50	92,0	0,1255	0,988
55	117,5	0,1602	0,986
60	148,8	0,2028	0,983
65	186,9	0,2547	0,981
70	233,1	0,3175	0,978
75	288,5	0,3929	0,975
80	354,6	0,4828	0,972
85	433,0	0,5894	0,969
90	525,4	0,7149	0,965
95	633,7	0,8620	0,962
100	760,0	1,0333	0,958
105	906,0	1,2320	0,955
110	1075,0	1,4609	0,951
115	1269,0	1,7260	0,947
120	1491,0	2,0270	0,943

Nas curvas características das bombas dadas por fabricantes que seguem os padrões norte-americanos (a grande maioria, aqui no Brasil), a altura cinética $\frac{V_s^2}{2g\alpha}$ não está incluída. Portanto, a equação para o cálculo do $NPSH_d$, nesses casos, será simplesmente:

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s - P_v}{\gamma} \right) \quad (1.30)$$

Essa energia disponível, com que o líquido penetra na bomba, acima da pressão de vapor ($NPSH_d$) deve ser maior que a energia exigida pela bomba ($NPSH_r$), para que não haja cavitação. A igualdade entre o $NPSH_d$ e o $NPSH_r$ indica uma situação limite, com início de cavitação.

Devido a possíveis oscilações, por exemplo, na pressão e na temperatura do fluido, é comum adicionar-se, por motivo de segurança, de 0,5 a 1,0 m.c.f. ao $NPSH_r$:

$$NPSH_d = NPSH_r + 1,0 \text{ (m.c.f.)} \quad (1.31)$$

Ou seja, deve-se dimensionar a tubulação de sucção, de modo que o $NPSH_d$ seja aproximadamente 1 m.c.f. maior que o $NPSH_r$.

2.7 Seleção de bombas

Como foi visto anteriormente, as pás do rotor comunicam aceleração à massa líquida, transformando a energia mecânica em energia cinética. Essa energia é transformada parcialmente em energia de pressão pelo progressivo aumento de seção na carcaça. A rotação das pás do rotor, a sua forma e sua dimensão influem na intensidade da energia fornecida ao fluido. Desse modo, a curva característica da bomba (curva da bomba) é modificada por qualquer desses parâmetros. Para uma dada carcaça com um rotor de diâmetro e forma definidos e torção constante, a curva da bomba não se altera e praticamente independe do líquido bombeado.

As curvas características das bombas fornecidas por fabricantes são baseadas em dados experimentais obtidos em bancadas de ensaio. Visto que uma dada carcaça de bomba pode acomodar rotores de diâmetros diferentes, os gráficos mais completos mostram o efeito de se alterar o diâmetro do rotor (φ) sobre as características das bombas. Relacionam, também, a eficiência (η), a potência do motor ($P_{\text{útil}}$) e o $NPSH_r$ ou a altura básica de sucção (H_s) para uma dada rotação (geralmente, $n=1115, 1750, 3500, 3550$ rpm para motores de corrente alternada). É importante ressaltar que as curvas fornecidas por fabricantes são obtidas em ensaios com água e, na escolha de uma bomba para transportar outro fluido (que não água), deve-se utilizar os gráficos de correção.

As curvas das bombas centrífugas são classificadas de acordo com a forma que assumem ao variar a altura manométrica com a vazão. A Figura 22 resume os principais tipos:

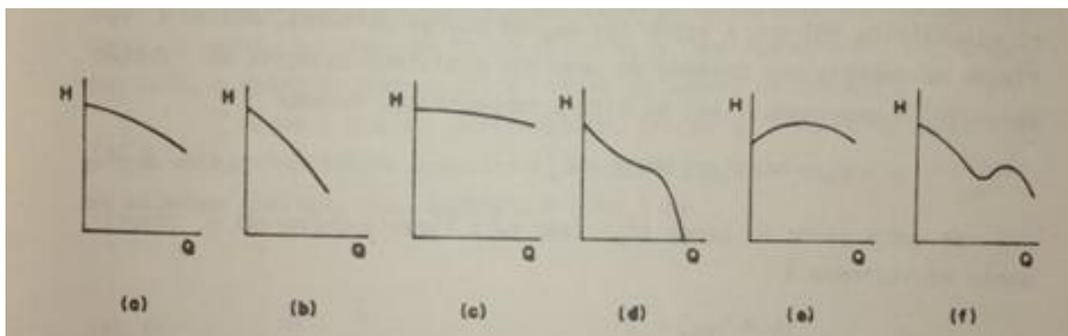


Figura 22: Principais tipos de curvas características das turbobombas (a) rising; (b) steep; (c) flat-H, varia pouco com Q; (d) curva típica de bombas axiais e hélico-centrífugas; (e) dropping, própria de bombas centrífugas de pás para frente; (f) curva típica de bombas centrífugas de elevada rotação.

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

A Figura 22 a,b,c,d ilustra as chamadas curvas estáveis, pois a cada altura manométrica corresponde um só valor de vazão e vice-versa. Quando uma bomba tem um trecho ascendente em sua curva H, Q, nas proximidades do ponto de vazão nula (shut-off) há possibilidade de ocorrer o fenômeno de pulsação da vazão (Figura 21 e). As curvas das Figuras 22 e,f são do tipo instável, pois para determinada altura manométrica, correspondem dois ou mais valores da vazão.

Observando o catálogo de bombas de um fabricante, pode-se escolher a bomba mais adequada ao sistema que se deseja instalar uma bomba, da seguinte forma: supondo que após os cálculos do balanço de energia, uma altura manométrica $H_p=100\text{m}$ foi obtida e se quer bombear o líquido a uma vazão de projeto definida como $80\text{m}^3/\text{h}$. No catálogo geral do fabricante, existem diversos modelos representados, na Figura 23, deve-se entrar com o valor de $H_p=100\text{m}$ na ordenada e com o valor de $Q = 80\text{m}^3/\text{h}$ na abscissa.

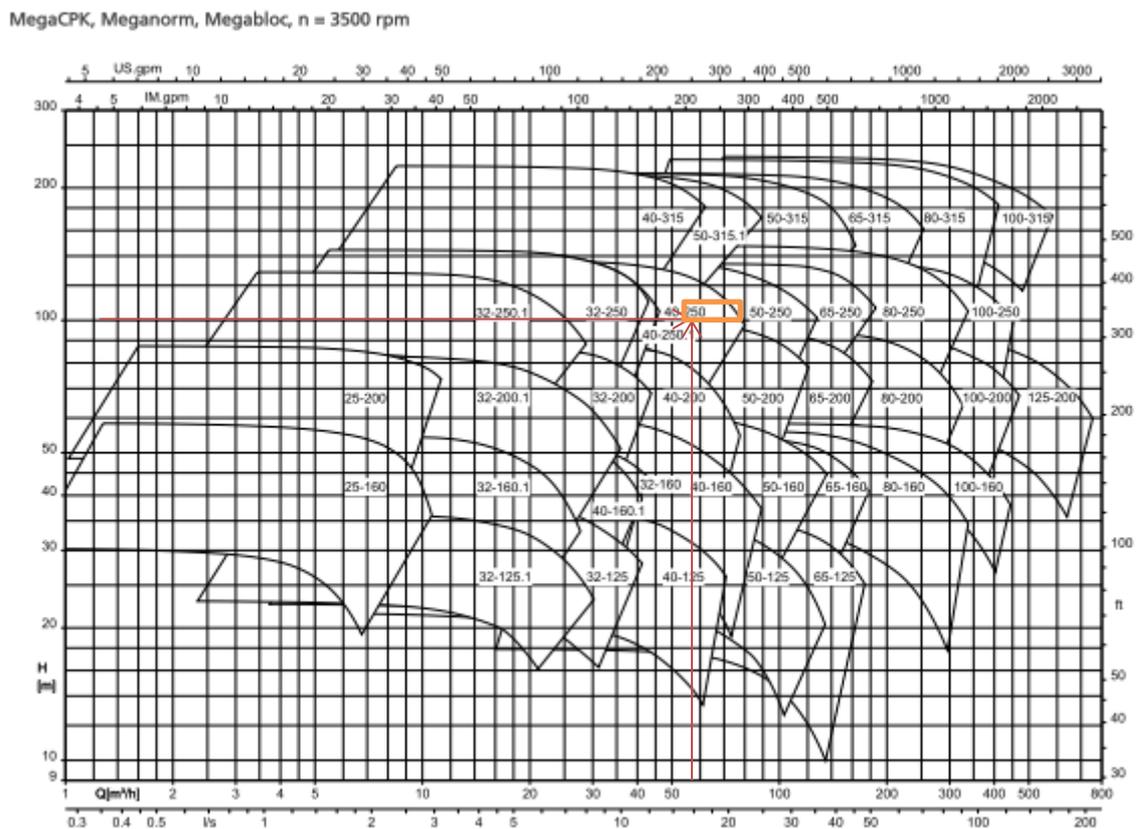


Figura 23: Diagramas de características de bombas MegaCPK, Meganorm, Megabloc para 3500rpm.

Na Figura 23 o modelo da bomba deste fabricante para atender uma altura de projeto de $H_p=100\text{m}$ e uma vazão de $80\text{m}^3/\text{h}$ seria a bomba 50-250.

Definida a bomba deve-se procurar no catálogo sua curva de performance. Para o caso em questão, entrando novamente com o valor de $H_p=100\text{m}$ na ordenada e com o valor de $Q = 80\text{m}^3/\text{h}$ na abscissa a curva encontrada é a indicada na Figura 24.

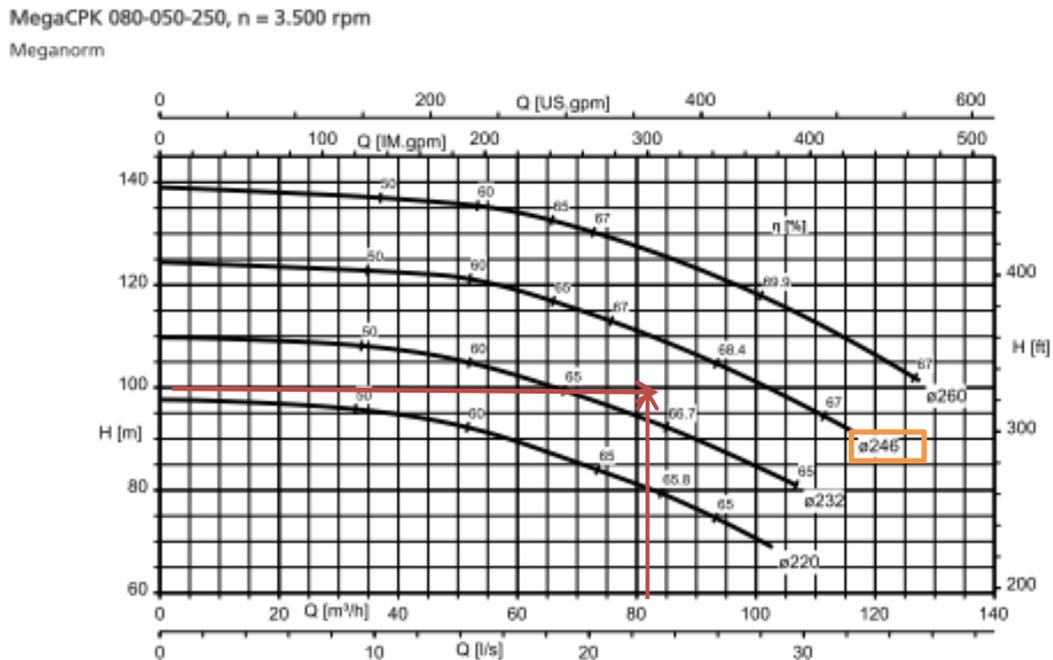


Figura 24: Curva de performance da bomba MegaCPK 50-250, n=3500 rpm.

Na Figura 24, observa-se a presença de 4 curvas diferentes, pois pode-se variar o diâmetro do rotor da bomba, alterando suas características e capacidade. Para o caso em questão, a curva mais indicada é a que representa uma bomba com um rotor de $\phi 246$.

OBS: deve-se sempre escolher a curva superior ao ponto de projeto ($Q=80 \times H_p=100$).

Os valores numéricos na parte superior de cada curva representam a eficiência de operação da bomba naquele ponto. No caso em questão, para a bomba escolhida, tem-se uma eficiência entre 67 e 68,4% (bem próximo ao ponto de máxima eficiência dessa bomba).

OBS: Deve-se escolher a bomba para que ela opere no ponto ou próximo ao ponto de máxima eficiência. Caso contrário, sua vida útil e condições operacionais serão prejudicadas. Escolhida a bomba, deve-se analisar outros dois gráficos, o de NPSH requerido e requerido e de potência da bomba, ambos em função da vazão e correspondente ao diâmetro de rotor selecionando anteriormente.

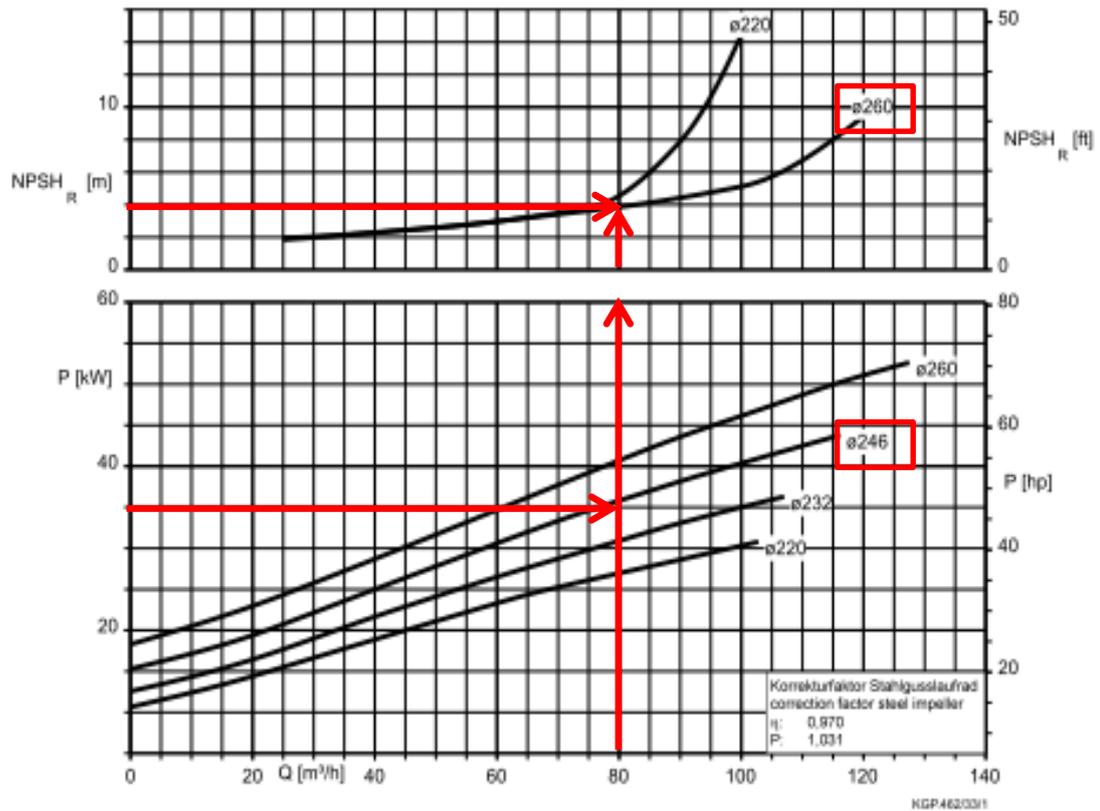


Figura 25: Gráficos da bomba MegaCPK 50-250, $n=3500 \text{ rpm}$ para NPSH requerido (acima) e Potência (abaixo).

Na Figura 25 define-se que para a vazão de projeto ($Q=80\text{m}^3/\text{h}$) o NPSH requerido do sistema é aproximadamente 4,2 m. e que a bomba opera com aproximadamente 35 kW de potência na vazão de projeto para o rotor de diâmetro previamente dimensionado.

Após esta análise, deve-se verificar se o NPSH requerido é menor que o NPSH disponível para evitar a ocorrência do fenômeno de cavitação. Se isto ocorrer, a bomba atende as necessidades operacionais e teoricamente pode ser usada no projeto (análises posteriores a esta devem ser feitas em caso de uma aplicação prática – como análise econômica, verificação das condições operacionais para o fluido do projeto, materiais de construção dos componentes da bomba, etc.). Caso contrário outras opções de bombas devem ser analisadas, seja do mesmo fabricante (alteração a rotação (n), por exemplo) ou procurar bombas de outro fabricante ou ainda utilizar dos artifícios já descritos nesta apostila para evitar o fenômeno de cavitação.

2.8 Etapas de um projeto de sistema de bombeamento

O projeto de um sistema de bombeamento, é realizado por meio de etapas subsequentes:

- a. Dimensionar o diâmetro das tubulações de sucção e recalque;
- b. Determinar a perda de carga na sucção e recalque;
- c. Calcular a altura manométrica;
- d. Escolher o tipo e o tamanho da bomba em função da vazão, altura manométrica, fluido a ser deslocado e condições operacionais;
- e. Especificar a bomba através de curvas fornecidas por fabricantes;
- f. Determinar se o sistema está livre de cavitação;

3. BOMBAS EM SÉRIE E EM PARELELO (ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS)

Bombas são associadas em série e em paralelo. A associação de bombas em série é uma opção quando, para a vazão desejada, a altura manométrica do sistema é muito elevada, acima dos limites alcançados por uma única bomba. Já a associação em paralelo é fundamentalmente utilizada quando a vazão desejada excede os limites de capacidade das bombas adaptáveis a um determinado sistema. Na realidade, o uso de bombas associadas, particularmente em paralelo, oferece vantagens adicionais como flexibilidade e segurança operacionais.

3.1 Associação de bombas em série

Neste caso, cada bomba é conectada à sucção da seguinte (Figura 26), de modo que a vazão será a mesma em todas as bombas, enquanto que a pressão de descarga desenvolvida será a soma de cada uma das unidades. Assim sendo, quando associarmos bombas em série devemos notar que a carcaça de cada estágio, particularmente o último, deve ser suficientemente resistente para suportar a pressão desenvolvida. Da mesma forma, o flange de sucção de cada unidade deve suportar a pressão desenvolvida pelas anteriores. Vale a pena observar, neste momento, que a bomba multi-estágio é uma associação de impelidores em série.

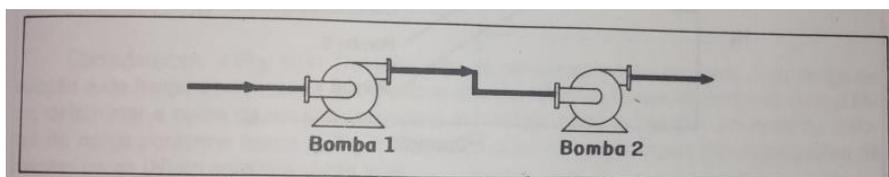


Figura 26: Associação de duas bombas em série.

A curva característica do conjunto é obtida a partir das curvas de casa uma das bombas, somando-se as alturas manométricas correspondentes aos mesmos valores de vazão conforme a Figura 27 para bombas diferentes (a esquerda) e iguais (a direita).

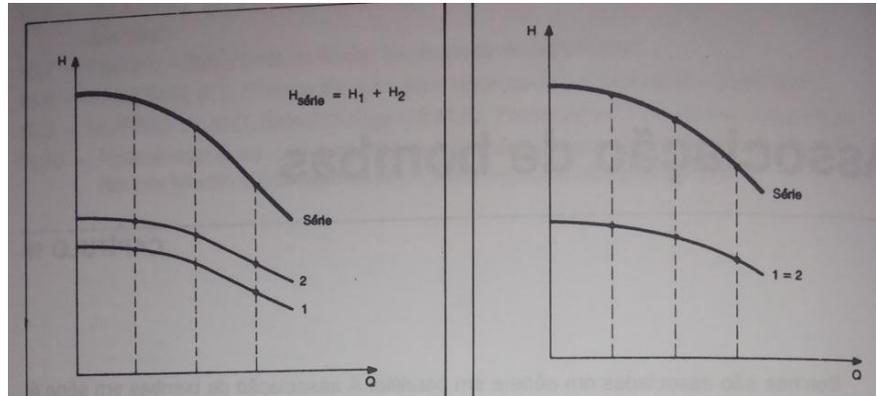


Figura 27: Bombas diferentes (à esquerda) e Bombas Iguais (à direita).

Para determinarmos o ponto de operação de bombas operando em série torna-se necessário acoplar a curva do sistema à curva do conjunto (Figura 28).

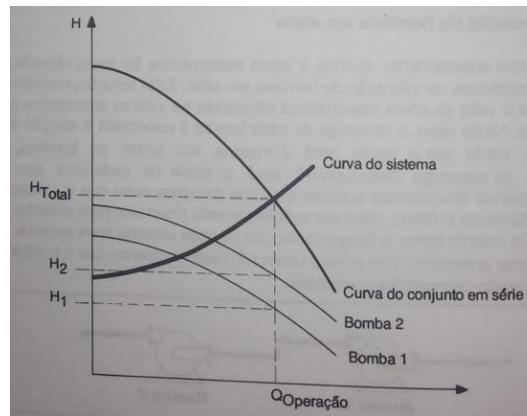


Figura 28: Determinação do ponto de operação de bombas diferentes em série.

Assim sendo, cada bomba contribui com parcelar diferentes para a obtenção da altura manométrica total na vazão de operação ($H_{total} = H_1 + H_2$). No caso particular de bombas iguais associadas em série, a solução é simplificada, pois, cada bomba deverá ofertar uma carga (H) que será a altura manométrica total dividida pelo número de bombas em série ($H = H_{total}/n$). Na realidade, as instalações existentes procuram utilizar, sempre que possíveis bombas iguais e com curvas estáveis, o que limita a possibilidade de instabilidade no funcionamento.

3.2 Associação de bombas em paralelo

Este tipo de associação é utilizado quando a vazão exigida for muito elevada ou quando a vazão exigida pelo sistema variar de forma definida. No primeiro caso (vazão muito elevada) o uso das bombas em paralelo dá, como vantagem adicional, a segurança operacional, pois no caso da falha de uma bomba, haveria apenas uma diminuição na vazão fornecida, mas não um colapso total no fornecimento, o que se verificaria no caso de uma só bomba. No segundo caso (vazão exigida variável), a utilização da associação em paralelo dará flexibilidade operacional, pois mediante a colocação ou tirada de unidade(s) de funcionamento, conseguiremos as vazões exigidas com boa eficiência, o que não aconteceria com uma só bomba que, para fornecer as diferentes vazões exigidas, fatalmente teria que trabalhar em pontos de baixa eficiência. Do ponto de vista físico, estas instalações normalmente aparecem conforme ilustrado, na Figura 29.

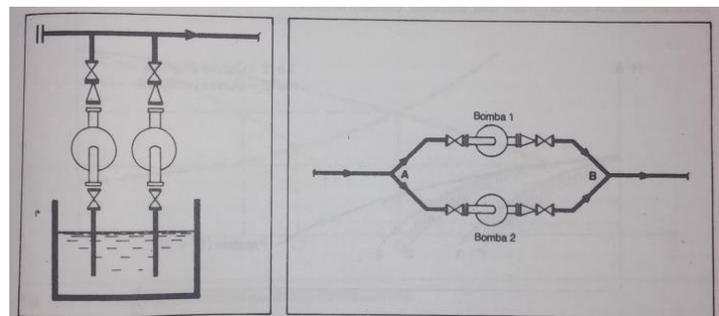


Figura 29: Bombas em paralelo.

Consideremos a Figura 29 (à direita). Desprezando as pequenas perdas do ponto A ao flange de sucção e do flange de descarga das bombas ao ponto B, poderíamos, do ponto de vista prático, determinar a curva do conjunto somando as vazões correspondentes aos mesmos valores de carga conforme ilustra a Figura 30 para o caso de duas bombas diferentes porém de mesma carga (H) no ponto de vazão nula.

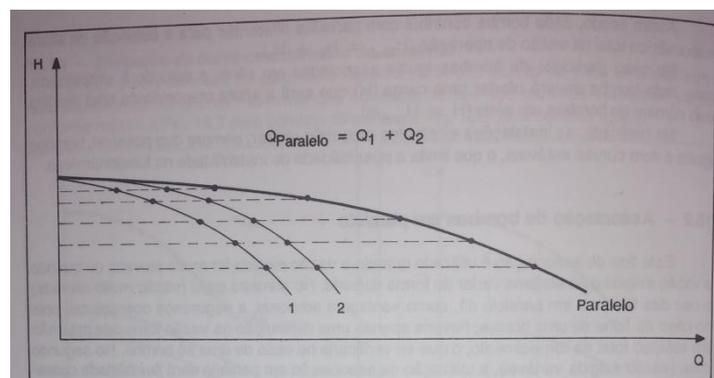


Figura 30: Exemplo de obtenção de curva de bombas em paralelo.

Na realidade, se não quiséssemos incorrer no pequeno erro decorrente deste procedimento, poderíamos computar as perdas de carga acima desprezadas para diversas vazões e subtrair das curvas originais das bombas, conforme ilustrado na Figura 31.

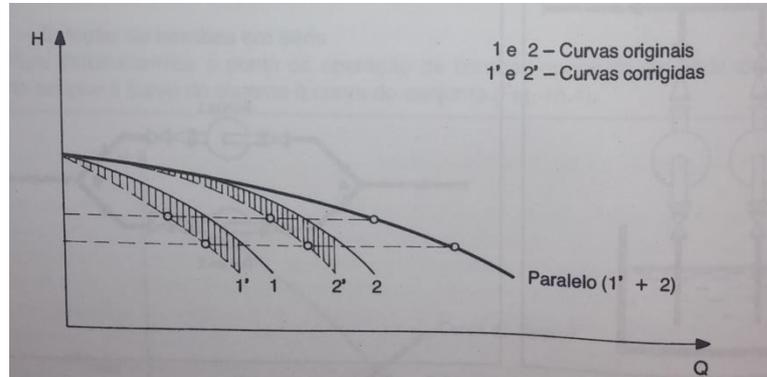


Figura 31: Exemplo de obtenção de curva do conjunto de bombas em paralelo a partir de curvas corrigidas.

Muito embora o procedimento seja fundamentalmente o mesmo, ou seja, acoplar a curva do sistema à curva do conjunto de bombas, vai, por facilidade didática, analisar os seguintes casos: Bombas iguais com curvas estáveis, Bombas iguais com curvas instáveis, Bombas diferentes em paralelo.

Bombas iguais com curvas estáveis

Neste caso, a Figura 32 permite as seguintes observações: Vazão total quando operando em paralelo será Q com cada bomba operando no ponto correspondente a $Q/2$; O ponto de operação de qualquer das bombas quando operando sozinha será aquele correspondente à vazão Q' . Notar que esta vazão é superior aquela em que opera a bomba em paralelo, ou seja, $Q/2$; o NPSH disponível será menor e o requerido maior, para a situação da bomba operando sozinha. Esta, portanto, é a situação mais desfavorável do ponto de vista de cavitação; Supondo que a bombas operarão na maior parte do tempo em paralelo, a máxima eficiência deve ser procurada para esta condição, no nosso caso, vazão $Q/2$; O motor deve ter potência suficiente para atender às duas condições operacionais.

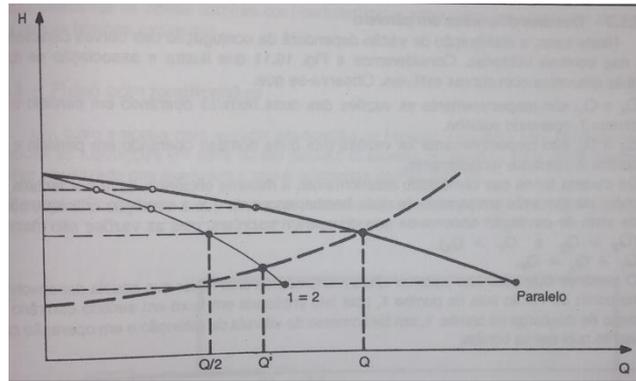


Figura 32: Associação de bombas iguais com curvas estáveis

Bombas iguais com curvas instáveis

Neste caso, além das considerações anteriores para as bombas iguais com curvas estáveis, devemos observar que, considerando a Figura 33: As bombas deverão trabalhar com alturas manométricas totais inferiores à correspondente ao ponto de vazão nula (shutoff), para evitar a possibilidade de operação instável; Na partida de uma bomba, a outra não deverá estar desenvolvendo altura manométrica superior à correspondente ao ponto de vazão nula (shutoff).

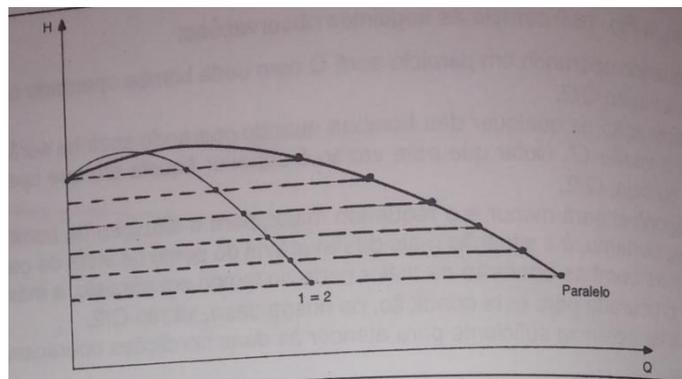


Figura 33: Bombas iguais com curvas instáveis

Bombas diferentes em paralelo

Neste caso, a distribuição de vazão dependerá da conjugação das curvas características das bombas utilizadas. Consideramos a Figura 34 que ilustra a associação de duas bombas diferentes com curvas estáveis. Observa-se que: Q_1 e Q_1' são respectivamente as vazões das duas bombas operando em paralelo e da bomba 1, operando sozinha; Q_2 e Q_2' são respectivamente as vazões das duas bombas operando em paralelo e da bomba 2, operando isoladamente; Da mesma forma que comentado anteriormente, a máxima eficiência deve ser tentada no ponto de operação em paralelo

de cada bomba, enquanto que a condição crítica do ponto de vista de cavitação observa-se quando operam sozinhas, pois as vazões são maiores ($Q_{2'} > Q_2$ e $Q_{1'} > Q_1$); $Q_1 + Q_2 = Q_p$; O ponto de operação não pode ter altura manométrica total maior que aquela desenvolvida no ponto de vazão nula da bomba 1, pois isto implicaria em fluxo em sentido contrário no ramo de descarga da bomba 1, em fechamento de válvula de retenção e em operação com vazão nula dessa bomba.

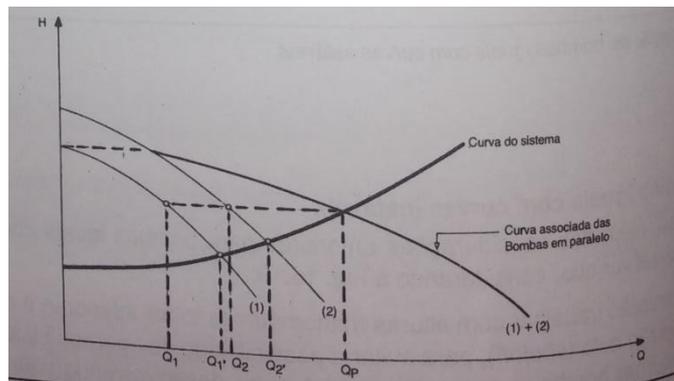


Figura 34: Associação de duas bombas diferentes com curvas estáveis

Recomendações para seleção de bombas para operar em paralelo

Tendo em vista as considerações do item anterior, conclui-se que, de preferência, devemos optar por bombas iguais com curvas estáveis, sendo desaconselhável a opção por bombas com curvas instáveis. Ainda assim, os seguintes cuidados são recomendados: selecionar as bombas, de modo que a altura manométrica máxima do sistema nunca exceda a correspondente à vazão zero de qualquer uma das bombas; selecionar os motores de modo que suas potências sejam suficientes para atender a todas as variações de carga que ocorram quando há retirada ou adição de unidades do serviço em paralelo; selecionar as bombas de modo que o NPSH disponível seja maior que o requerido para quaisquer valores de carga que ocorram quando há retirada ou adição de unidades do serviço em paralelo; na consulta para compra de novas unidades destinadas a trabalhar com bombas já existentes, entregar às firmas consultadas as curvas característica das existentes, indicando alturas manométricas totais e correspondentes vazões, para que a firma fornecedora possa selecionar as novas bombas com características adequadas para funcionar em paralelo com as bombas existentes.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1) Tadini, C. Telis, V.R.; Meirelles, A.J.A.; Pessoa, P.A. Operações Unitárias na indústria de alimentos. v1 1. ed. – Rio de Janeiro : LTC, 2016.

2) Black, Perry O. Bombas; tradução de José Aristides Salge. São Paulo, Polígono, 1974.

3) Moraes Jr., Deovaldo. Transporte de Líquidos e Gases, volume 1, 1988

4) Folheto de curvas características de bombas 60Hz MegaCPK, Meganorm e Megabloc da KSB. 31/03/2014
http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=2731_451_04_pb_megacpk_meganorm_megabloc_curves_60hz.pdf&tipo=curvas

5) Mattos, E.E.; Falco, R. Bombas Industriais. – 2. Ed. – Rio de Janeiro: Interciência 1998.

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

5. ANEXOS

Anexo 1 Tabelas de comprimentos equivalentes

Tabela A-12.2 Comprimentos equivalentes a perdas Localizadas, em metros de canalização de ferro galvanizado retilínea.

DIÂMETRO NOMINAL	mm (ref) pol	COTOVELO 90° RAIÃO LONGO	COTOVELO 90° RAIÃO MÉDIO	COTOVELO 90° RAIÃO CURTO	COTOVELO 45°	CURVA 90° R/D=1/2	CURVA 90° R/D=1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO	TÊ PASSADOUZ DIRETA	TÊ SAÍDA DE LADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PE E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZ.	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO LEVE	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO PESADO
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
13	1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	2,6	0,4	1,1	1,6
19	3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	3,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 1/4	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1 1/2	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 1/2	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,3
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	24,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,5	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	8,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,5	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	36,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

OS VALORES INDICADOS PARA REGISTROS DE GLOBO APLICAM-SE TAMBÉM ÀS TORNEIRAS, VÁLVULAS PARA CHUVEIROS E VÁLVULAS DE DESCARGA.

Tabela A-12.1 Perdas de cargas localizadas - sua equivalência em metros de tubulação de PVC rígido ou cobre (NBR-5626/82).

DIÂMETRO NOMINAL	DN (Ref) mm (-)	JOELHO 90°	JOELHO 45°	CURVA 90°	CURVA 45°	TÊ 90° PASSADOUZ DIRETA	TÊ 90° SAÍDA DE LADO	TÊ 90° SAÍDA BILATERAL	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	SAÍDA DE CANALIZ.	VÁLVULA DE PE E CRIVO	VALV. RETENÇÃO		REGISTRO GLOBO ABERTO	REGISTRO GAVETA ABERTO	REGISTRO ÂNGULO ABERTO
		TIPO LEVE	TIPO PESADO														
15	(1/2)	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3	2,3	0,3	0,9	0,6	6,1	2,5	3,6	11,1	0,1	5,9
20	(3/4)	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4	2,4	0,4	1,0	0,9	9,5	2,7	4,1	11,4	0,2	6,1
25	(1)	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1	3,1	0,5	1,2	1,3	13,3	3,8	5,0	13,0	0,3	8,4
32	(1 1/4)	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6	4,6	0,6	1,8	1,4	15,5	4,9	7,4	22,0	0,4	10,5
40	(1 1/2)	3,2	1,3	1,2	0,6	2,2	7,3	7,3	1,0	2,3	3,2	18,3	6,8	9,1	35,8	0,7	17,0
50	(2)	3,4	1,5	1,3	0,7	2,3	7,6	7,6	1,5	2,8	3,3	23,7	7,1	10,8	37,9	0,8	18,5
60	(2 1/2)	3,7	1,7	1,4	0,8	2,4	7,8	7,8	1,8	3,3	3,5	25,0	8,2	12,5	38,0	0,9	19,0
75	(3)	3,9	1,8	1,5	0,9	2,5	8,0	8,0	2,0	3,7	3,7	26,8	9,3	14,2	40,0	0,9	20,0
100	(4)	4,3	1,9	1,6	1,0	2,6	8,3	8,3	2,2	4,0	3,9	28,6	10,4	16,0	42,3	1,0	22,1
125	(5)	4,9	2,4	1,9	1,1	3,3	10,0	10,0	2,5	5,0	4,9	37,4	12,5	19,2	50,9	1,1	26,2
150	(6)	5,4	2,6	2,1	1,2	3,8	11,1	11,1	2,8	5,6	5,5	43,4	13,9	21,4	56,7	1,2	28,9

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Anexo 3 – Propriedades dos tubos de aço

Tabela A-2.1 Propriedades de Tubulações de Aço

Tamanho nominal do tubo, in	Diâmetro externo, in	N.º da série	Espessura da parede, in	Diâmetro interno, in	Área de seção reta		Circunferência, ft ou área, ft ² /ft de comprimento		Capacidade a velocidade de 1 ft/s		Peso de tubo com extremidade simples lb/ft
					Metal, in ²	Fluido, ft ²	Externo	Interno	gal amer./min	lb/ft de água	
1/4	0.405	10S	0.049	0.307	0.055	0.00051	0.106	0.0804	0.231	115.5	0.19
		40ST, 40S	0.068	0.269	0.072	0.00040	0.106	0.0705	0.179	89.5	0.24
		80XS, 80S	0.095	0.215	0.093	0.00025	0.106	0.0563	0.113	56.5	0.31
3/8	0.340	10S	0.065	0.410	0.097	0.00092	0.141	0.107	0.412	206.5	0.33
		40ST, 40S	0.088	0.364	0.125	0.00072	0.141	0.095	0.323	161.5	0.42
		80XS, 80S	0.119	0.302	0.157	0.00050	0.141	0.079	0.224	112.0	0.54
1/2	0.675	10S	0.065	0.545	0.125	0.00162	0.177	0.143	0.727	363.5	0.42
		40ST, 40S	0.091	0.493	0.167	0.00133	0.177	0.129	0.596	298.0	0.57
		80XS, 80S	0.126	0.423	0.217	0.00098	0.177	0.111	0.440	220.0	0.74
3/4	0.840	5S	0.065	0.710	0.158	0.00275	0.220	0.186	1.234	617.0	0.54
		10S	0.083	0.674	0.197	0.00248	0.220	0.176	1.112	556.0	0.67
		40ST, 40S	0.109	0.622	0.250	0.00211	0.220	0.163	0.945	472.0	0.85
		80XS, 80S	0.147	0.546	0.320	0.00163	0.220	0.143	0.730	365.0	1.09
		160	0.188	0.464	0.385	0.00117	0.220	0.122	0.527	263.5	1.31
		XX	0.294	0.252	0.504	0.00035	0.220	0.066	0.155	77.5	1.71
1	1.050	5S	0.065	0.920	0.201	0.00461	0.275	0.241	2.072	1036.0	0.69
		10S	0.083	0.884	0.252	0.00426	0.275	0.231	1.903	951.5	0.86
		40ST, 40S	0.113	0.824	0.333	0.00371	0.275	0.216	1.665	832.5	1.13
		80XS, 80S	0.154	0.742	0.433	0.00300	0.275	0.194	1.345	672.5	1.47
		160	0.219	0.612	0.572	0.00204	0.275	0.160	0.917	458.5	1.94
		XX	0.308	0.434	0.718	0.00103	0.275	0.114	0.461	230.5	2.44
1 1/4	1.315	5S	0.065	1.185	0.255	0.00768	0.344	0.310	3.449	1725	0.87
		10S	0.109	1.097	0.413	0.00656	0.344	0.287	2.946	1473	1.40
		40ST, 40S	0.133	1.049	0.494	0.00600	0.344	0.275	2.690	1345	1.68
		80XS, 80S	0.179	0.917	0.639	0.00499	0.344	0.250	2.240	1120	2.17
		160	0.250	0.815	0.836	0.00362	0.344	0.213	1.625	812.5	2.84
		XX	0.358	0.599	1.076	0.00196	0.344	0.157	0.878	439.0	3.66
1 1/2	1.660	5S	0.065	1.530	0.326	0.01277	0.435	0.401	5.73	2865	1.11
		10S	0.109	1.442	0.531	0.01134	0.435	0.378	5.09	2545	1.81
		40ST, 40S	0.140	1.380	0.668	0.01040	0.435	0.361	4.57	2285	2.27
		80XS, 80S	0.191	1.278	0.881	0.00891	0.435	0.335	3.99	1995	3.00
		160	0.250	1.160	1.107	0.00734	0.435	0.304	3.29	1645	3.76
		XX	0.382	0.896	1.534	0.00438	0.435	0.235	1.97	985	5.21

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Tabela A-2.1 Propriedades de Tubulações de Aço (continuação).

Tamanho nominal do tubo, in	Diâmetro externo, in	N.º da série	Espessura da parede, in	Diâmetro interno, in	Área de seção reta		Circunferência, ft ou área, ft ² /ft de comprimento		Capacidade à velocidade de 1 ft/s		Peso de tubo com extremidade simples lb/ft
					Metal, in ²	Fluxo, ft ³	Externo	Interno	gal. amer./min	lb/h de água	
1 1/2	1,900	5S	0,065	1,770	0,375	0,01709	0,497	0,463	7,67	3835	1,28
		10S	0,109	1,682	0,614	0,01543	0,497	0,440	6,94	3465	1,09
		40ST, 40S	0,145	1,610	0,800	0,01414	0,497	0,421	6,34	3170	2,72
		80XS, 80S	0,200	1,500	1,069	0,01225	0,497	0,393	5,49	2745	3,63
		160	0,281	1,338	1,429	0,00976	0,497	0,350	4,38	2190	4,86
XX	0,400	1,100	1,885	0,00660	0,497	0,288	2,96	1480	6,41		
2	2,375	5S	0,065	2,245	0,472	0,02749	0,622	0,588	12,34	6170	1,61
		10S	0,109	2,157	0,776	0,02538	0,622	0,565	11,39	5695	2,64
		40ST, 40S	0,154	2,067	1,075	0,02330	0,622	0,541	10,45	5225	3,65
		80XS, 80S	0,218	1,919	1,477	0,02050	0,622	0,508	9,20	4660	5,02
		160	0,344	1,687	2,195	0,01552	0,622	0,436	6,97	3485	7,46
XX	0,436	1,503	2,636	0,01232	0,622	0,393	5,53	2765	9,03		
2 1/2	2,875	5S	0,083	2,709	0,728	0,04003	0,753	0,709	17,97	8985	2,48
		10S	0,120	2,635	1,039	0,03787	0,753	0,690	17,00	8500	3,53
		40ST, 40S	0,203	2,469	1,704	0,03322	0,753	0,647	14,92	7460	5,79
		80XS, 80S	0,276	2,323	2,254	0,02942	0,753	0,608	13,20	6600	7,66
		160	0,375	2,125	2,945	0,02463	0,753	0,556	11,07	5535	10,01
XX	0,552	1,771	4,028	0,01711	0,753	0,464	7,68	3840	13,70		
3	3,500	5S	0,083	3,334	0,891	0,06063	0,916	0,873	27,21	13,605	3,03
		10S	0,120	3,260	1,274	0,05796	0,916	0,853	26,02	13,010	4,33
		40ST, 40S	0,216	3,068	2,128	0,05130	0,916	0,803	23,00	11,500	7,58
		80XS, 80S	0,300	2,900	3,016	0,04387	0,916	0,759	20,55	10,275	10,25
		160	0,438	2,624	4,213	0,03755	0,916	0,687	16,86	8430	14,31
XX	0,600	2,300	5,466	0,02885	0,916	0,602	12,95	6475	18,58		
3 1/2	4,0	5S	0,083	3,834	1,021	0,08017	1,047	1,004	35,98	17,990	3,48
		10S	0,120	3,760	1,463	0,07711	1,047	0,984	34,61	17,305	4,97
		40ST, 40S	0,226	3,548	2,680	0,06870	1,047	0,929	30,80	15,400	9,11
		80XS, 80S	0,318	3,364	3,678	0,06170	1,047	0,881	27,70	13,850	12,51
4	4,5	5S	0,083	4,334	1,152	0,10245	1,178	1,135	46,0	23,000	3,92
		10S	0,120	4,260	1,651	0,09898	1,178	1,115	44,4	22,200	5,61
		40ST, 40S	0,237	4,026	3,17	0,08840	1,178	1,054	39,6	19,800	10,79
		80XS, 80S	0,337	3,826	4,41	0,07986	1,178	1,002	35,8	17,900	14,98
		120	0,438	3,624	5,58	0,07170	1,178	0,949	32,2	16,100	18,98
160	0,531	3,438	6,62	0,06647	1,178	0,900	28,9	14,450	22,52		
XX	0,674	3,152	8,10	0,05419	1,178	0,825	24,3	12,150	27,54		

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Tabela A-2.1 Propriedades de Tubulações de Aço (continuação).

Tamanho nominal do tubo, in	Diâmetro externo, in	N.º da série	Espessura da parede, in	Diâmetro interno, in	Área de seção reta		Circunferência, ft ou área, ft ² de comprimento		Capacidade à velocidade de 1 f/s		Peso de tubo com extremidade simples lb/ft
					Metal, in ²	Fluxo, ft ³	Externa	Interna	gal amer./min	lb/h de água	
5	5,563	5S	0,109	5,345	1,87	0,1538	1,436	1,399	69,9	34,950	6,36
		10S	0,134	5,295	2,29	0,1529	1,456	1,386	68,6	34,300	7,77
		40ST, 40S	0,258	5,047	4,30	0,1390	1,456	1,321	62,3	31,150	14,62
		80XS, 80S	0,375	4,813	5,11	0,1263	1,456	1,260	57,7	28,850	20,78
		120	0,500	4,563	7,95	0,1136	1,456	1,195	51,0	25,500	27,04
		160	0,625	4,313	9,70	0,1015	1,456	1,129	45,5	22,750	32,96
		XX	0,750	4,063	11,34	0,0900	1,456	1,064	40,4	20,200	38,55
6	6,625	5S	0,109	6,407	2,23	0,2239	1,734	1,677	100,5	50,250	7,60
		10S	0,134	6,357	2,73	0,2204	1,734	1,664	98,9	49,450	9,29
		40ST, 40S	0,280	6,065	5,58	0,2006	1,734	1,598	90,0	45,000	18,97
		80XS, 80S	0,412	5,761	8,40	0,1810	1,734	1,508	82,1	40,550	26,51
		120	0,562	5,501	10,70	0,1650	1,734	1,440	73,9	36,950	36,42
		160	0,719	5,187	13,34	0,1467	1,734	1,358	65,9	32,950	45,34
		XX	0,864	4,897	15,64	0,1308	1,734	1,282	58,7	29,350	53,16
8	8,625	5S	0,109	8,407	2,915	0,3855	2,258	2,201	173,0	86,500	9,93
		10S	0,148	8,329	3,941	0,3784	2,258	2,180	169,8	84,900	13,40
		20	0,250	8,125	6,578	0,3601	2,258	2,127	161,5	80,750	22,56
		30	0,377	8,071	7,265	0,3553	2,258	2,113	159,4	79,700	24,80
		40ST, 40S	0,522	7,981	8,199	0,3474	2,258	2,089	155,7	77,850	28,15
		60	0,666	7,813	10,48	0,3329	2,258	2,045	149,4	74,700	35,66
		80XS, 80S	0,500	7,625	12,76	0,3171	2,258	1,996	142,3	71,150	43,19
		100	0,594	7,437	14,99	0,3017	2,258	1,947	135,4	67,700	50,93
		120	0,719	7,187	17,86	0,2817	2,258	1,882	126,4	63,200	60,69
		140	0,812	7,001	19,93	0,2673	2,258	1,833	120,0	60,000	67,79
		XX	0,875	6,875	21,30	0,2578	2,258	1,800	115,7	57,850	72,42
160	0,906	6,813	21,97	0,2532	2,258	1,784	113,5	56,750	74,71		
10	10,75	5S	0,134	10,842	4,47	0,5993	2,814	2,744	269,0	134,500	15,19
		10S	0,165	10,420	5,49	0,5922	2,814	2,728	263,8	132,900	18,65
		20	0,250	10,250	8,25	0,5731	2,814	2,685	257,0	128,500	28,04
		30	0,307	10,136	10,07	0,5603	2,814	2,645	253,0	126,000	34,24
		40ST, 40S	0,385	10,020	11,91	0,5475	2,814	2,620	246,0	123,000	40,48
		80S, 60XS	0,500	9,750	16,10	0,5185	2,814	2,550	233,0	116,500	54,74
		80	0,594	9,562	18,95	0,4987	2,814	2,503	223,4	111,700	64,40
		100	0,719	9,312	22,66	0,4729	2,814	2,438	212,3	106,150	77,00
		120	0,844	9,062	26,27	0,4479	2,814	2,372	201,0	100,500	89,27
		140, XX	1,000	8,750	30,63	0,4176	2,814	2,291	186,0	94,000	104,13
		160	1,125	8,500	34,02	0,3941	2,814	2,225	177,0	88,500	115,65

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Tabela A-2.1 Propriedades de Tubulações de Aço (continuação)

Tamanho nominal do tubo, in	Diâmetro externo, in	N.º da série	Espessura da parede, in	Diâmetro interno, in	Área de seção reta		Circunferência, ft ou área, ft ² de comprimento		Capacidade a velocidade de 1 ft/s		Peso de tubo com extremidade simples, lb/ft		
					Metal, in ²	Fluxo, ft ²	Externo	Interno	gal. amer./min	lb/ft de água			
12	12.75	5S	0.156	12.438	6.17	0.8438	3.338	3.26	378.7	189.350	20.98		
		10S	0.180	12.390	7.11	0.8373	3.338	3.24	375.8	187.900	24.17		
		20	0.250	12.250	9.82	0.8185	3.338	3.21	367.0	183.500	33.38		
		30	0.330	12.090	12.88	0.7972	3.338	3.17	358.0	179.000	42.77		
		ST, 40S	0.375	12.000	14.58	0.7854	3.338	3.14	352.5	176.250	49.56		
		40	0.406	11.938	15.74	0.7773	3.338	3.13	349.0	174.500	53.56		
		XS, 80S	0.500	11.750	19.24	0.7530	3.338	3.08	338.0	169.000	65.42		
		60	0.562	11.626	21.52	0.7372	3.338	3.04	331.0	165.500	73.22		
		80	0.688	11.376	26.07	0.7056	3.338	2.98	316.7	158.350	88.57		
		100	0.844	11.062	31.57	0.6674	3.338	2.90	299.6	149.800	107.29		
		120, XX	1.000	10.750	36.91	0.6303	3.338	2.81	283.0	141.500	125.49		
		140	1.125	10.500	41.09	0.6013	3.338	2.75	270.0	135.000	139.68		
		160	1.312	10.126	47.14	0.5592	3.338	2.65	251.0	125.500	160.33		
		14	14	5S	0.156	13.688	6.78	1.0219	3.665	3.58	459	229.500	23.07
				10S	0.188	13.624	8.16	1.0125	3.665	3.57	454	227.000	27.73
				10	0.250	13.500	10.80	0.9940	3.665	3.53	446	223.000	36.71
20	0.312			13.376	13.42	0.9750	3.665	3.50	438	219.000	45.68		
30, ST	0.375			13.250	16.05	0.9575	3.665	3.47	430	215.000	54.57		
40	0.438			13.124	18.66	0.9397	3.665	3.44	422	211.000	63.37		
XS	0.500			13.000	21.21	0.9218	3.665	3.40	414	207.000	72.09		
60	0.594			12.812	25.02	0.8957	3.665	3.35	402	201.000	85.01		
80	0.750			12.500	31.22	0.8522	3.665	3.27	382	191.000	106.13		
100	0.938			12.124	38.49	0.8017	3.665	3.17	360	180.000	130.79		
120	1.094			11.812	44.36	0.7610	3.665	3.09	342	171.000	150.76		
140	1.250			11.500	50.07	0.7213	3.665	3.01	324	162.000	170.22		
160	1.406			11.188	55.63	0.6827	3.665	2.93	306	153.000	189.15		
16	16			5S	0.165	15.679	8.21	1.3393	4.189	4.10	601	300.500	27.90
				10S	0.188	15.624	9.34	1.3314	4.189	4.09	598	299.000	31.75
				10	0.250	15.500	12.37	1.3104	4.189	4.06	587	293.500	42.05
		20	0.312	15.376	15.38	1.2985	4.189	4.03	578	289.000	52.36		
		30, ST	0.375	15.250	18.41	1.2680	4.189	3.99	568	284.000	62.58		
		40, XS	0.500	15.000	24.35	1.2272	4.189	3.93	550	275.000	82.77		
		60	0.656	14.688	31.62	1.1766	4.189	3.85	528	264.000	107.54		
		80	0.844	14.312	40.19	1.1171	4.189	3.75	501	250.500	136.58		
		100	1.031	13.938	48.48	1.0596	4.189	3.65	474	237.000	164.86		
		120	1.219	13.562	56.61	1.0032	4.189	3.55	450	225.000	192.40		
		140	1.438	13.134	65.79	0.9394	4.189	3.44	422	211.000	222.57		
		160	1.594	12.812	72.14	0.8953	4.189	3.35	402	201.000	245.22		

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Anexo 4 – Propriedades físicas da água

Tabela A-1.1 Propriedades físicas da água

Temperatura, °C	Densidade δ	Peso específico γ , kg/m ³	Coefficiente de viscosidade μ , kg s/m ²	Viscosidade cinemática ν , m ² /s
0	0,99987	999,87	0,0001828	0,000001792
2	0,99997	999,87	0,0001707	0,000001673
4	1,00000	1 000,00	0,0001598	0,000001567
5	0,99999	999,99	0,0001548	0,000001519
10	0,99973	999,73	0,0001335	0,000001308
15	0,99913	999,13	0,0001167	0,000001146
20	0,99823	998,23	0,0001029	0,000001007
30	0,99567	995,67	0,0000815	0,000000804
40	0,99224	992,24	0,0000666	0,000000569
50	0,988	988	0,0000560	0,000000556
60	0,983	983	0,0000479	0,000000478
70	0,978	978	0,0000415	0,000000416
80	0,972	972	0,0000364	0,000000367
90	0,965	965	0,0000323	0,000000328
100	0,958	958	0,0000290	0,000000296

Tabela A-1.2 Viscosidade cinemática da água

Temperatura, °C	Viscosidade, cinemática ν , m ² /s	Temperatura, °C	Viscosidade, cinemática ν , m ² /s
0	0,000 001 792	20	0,000 001 007
2	0,000 001 763	22	0,000 000 960
4	0,000 001 567	24	0,000 000 917
6	0,000 001 473	26	0,000 000 876
8	0,000 001 386	28	0,000 000 834
10	0,000 001 308	30	0,000 000 804
12	0,000 001 237	32	0,000 000 772
14	0,000 001 172	34	0,000 000 741
16	0,000 001 112	36	0,000 000 713
18	0,000 001 059	38	0,000 000 687

Tabela A-1.3 Viscosidade cinemática de alguns fluidos

Fluido	Temperatura, °C	Peso específico, kg/m ³	Viscosidade cinemática ν , m ² /s
Gasolina	5	737	0,000 000 757
	10	733	0,000 000 710
	15	728	0,000 000 681
	20	725	0,000 000 648
	25	720	0,000 000 621
	30	716	0,000 000 596
Óleo combustível	5	865	0,000 005 98
	10	861	0,000 005 16
	15	858	0,000 004 48
	20	855	0,000 003 94
	25	852	0,000 003 52
	30	849	0,000 003 13
Ar (pressão atmosférica)	5	1,266	0,000 013 7
	10	1,244	0,000 014 1
	15	1,222	0,000 014 6
	20	1,201	0,000 015 1
	25	1,181	0,000 015 5
	30	1,162	0,000 016 0

Este é um material que complementa as aulas, o estudo da disciplina deve ser feito com base na bibliografia da disciplina que está no sistema Jupiter. A publicação deste material não está autorizada.

Anexo 6 – Valores de rugosidade equivalente para diversos tubos

RUGOSIDADE UNIFORME EQUIVALENTE K (EM MM) PARA TUBOS (VER NOTA ABAIXO)

I. TUBO DE AÇO: JUNTAS SOLDADAS E INTERIOR CONTINUO

1.1. Grandes incrustações ou tuberculizações	2,4 a 12,0
1.2. Tuberculização geral de 1 a 3 mm	0,9 a 2,4
1.3. Pintura à brocha, com asfalto, esmalte ou betume em camada espessa	0,6
1.4. Leve enferrujamento	0,25
1.5. Revestimento obtido por imersão em asfalto quente	0,1
1.6. Revestimento com argamassa de cimento obtida por centrifugação	0,1
1.7. Tubo novo previamente alisado internamente e posterior revestimento de esmalte, vinyl ou epoxi obtido por centrifugação	0,06

II. TUBO DE CONCRETO

2.1. Acabamento bastante rugoso: executado com formas de madeira muito rugosas; concreto pobre com desgastes por erosão; juntas mal alinhadas	2,0
2.2. Acabamento rugoso: marcas visíveis de formas	0,5
2.3. Superfície interna alisada a desempenadeira; juntas bem feitas	0,3
2.4. Superfície obtida por centrifugação	0,33
2.5. Tubo de superfície lisa, executado com formas metálicas, acabamento médio com juntas bem cuidadas	0,12
2.6. Tubo de superfície interna bastante lisa, executado com formas metálicas, acabamento esmerado, e juntas cuidadas	0,06

III. TUBO DE CIMENTO AMIANTO

0,1

IV. TUBO DE FERRO FUNDIDO (NOVO)

4.1. Revestimento interno com argamassa de cimento e areia obtida por centrifugação com ou sem proteção de tinta a base de betume	0,1
4.2. Não revestido	0,15 a 0,6
4.3. Leve enferrujamento	0,30

V. TUBO DE PLÁSTICO

0,06

VI. TUBOS USADOS

6.1. Com camada de lodo inferior a 5,0 mm	0,6 a 3,0
6.2. Com incrustações de lodo ou de gorduras inferiores a 25 mm	6,0 a 30,0
6.3. Com material sólido arenoso depositado de forma irregular	60,0 a 300

NOTA: – Valores mínimos a adotar com tubos novos (cf. item 5.8.1.9):

- Para adutoras medindo mais de 1.000 m de comprimento: 2,0 vezes o valor encontrado na tabela acima para o tubo e acabamento escolhidos.
- Para adutoras medindo menos de 1.000 m de comprimento: 1,4 vezes o valor encontrado na tabela para o tubo e acabamento escolhidos.