PROCEL INDÚSTRIA

EDIÇÃO SERIADA

9

BOMBAS

GUIA BÁSICO

2009

CNI SESI SENAI IEL

CNI IEL

PROCEL INDÚSTRIA
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA INDUSTRIAL

Eletrobrás
A energia que movimenta o Brasil.

Confederação Nacional da Indústria
Instituto Euvaldo Lodi
Núcleo Central

PROCEL INDÚSTRIA
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA INDUSTRIAL

Eletrobrás
A energia que movimenta o Brasil.

BOMBAS

GUIA BÁSICO

2009

ELETROBRÁS
Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
Av. Presidente Vargas, 409, 13º andar, Centro
20071-003 Rio de Janeiro RJ
Caixa Postal 1639
Tel 21 2514–5151
www.eletrobras.com
eletrobr@eletrobras.com

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
Av. Rio Branco, 53, 14º , 15º, 19º e 20º andares
Centro, 20090-004 Rio de Janeiro RJ
www.eletrobras.com/procel
procel@eletrobras.com
Ligação Gratuita 0800 560 506

PROCEL INDÚSTRIA – Eficiência Energética Industrial
Av. Rio Branco, 53, 15º andar, Centro
20090-004 Rio de Janeiro RJ
Fax 21 2514-5767
www.eletrobras.com/procel
procel@eletrobras.com
Ligação Gratuita 0800 560 506

INSTITUTO EUVALDO LODI
IEL/Núcleo Central
Setor Bancário Norte, Quadra 1, Bloco B
Edifício CNC
70041-902 Brasília DF
Tel 61 3317-9080
Fax 61 3317-9360
www.iel.org.br

CNI
Confederação Nacional da Indústria
Setor Bancário Norte, Quadra 1, Bloco C
Edifício Roberto Simonsen
70040-903 Brasília DF
Tel 61 3317- 9001
Fax 61 3317- 9994
www.cni.org.br
Serviço de Atendimento ao Cliente – SAC
Tels 61 3317-9989 / 61 3317-9992
sac@cni.org.br

B695

Bombas: guia básico / Eletrobrás [et al.]. Brasília : IEL/NC, 2009.
239 p. : il.

ISBN 978-85-87257-32-1

1. Bombas I. Eletrobrás II. CNI – Confederação Nacional da Indústria III. IEL – Núcleo Central IV. Título.

CDU: 621.65

ELETROBRÁS / PROCEL

Presidência
José Antônio Muniz Lopes

Diretoria de Tecnologia
Ubirajara Rocha Meira

Departamento de Projetos de Eficiência Energética
Fernando Pinto Dias Perrone

Divisão de Eficiência Energética na Indústria e Comércio
Marco Aurélio Ribeiro Gonçalves Moreira

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA – CNI

Presidente
Armando de Queiroz Monteiro Neto

INSTITUTO EUVALDO LODI – IEL / NÚCLEO CENTRAL

Presidente do Conselho Superior
Armando de Queiroz Monteiro Neto

Diretor-Geral
Paulo Afonso Ferreira

Superintendente
Carlos Roberto Rocha Cavalcante

Equipe Técnica

ELETROBRÁS / PROCEL

Equipe PROCEL INDÚSTRIA
Alvaro Braga Alves Pinto
Bráulio Romano Motta
Carlos Aparecido Ferreira
Carlos Henrique Moya
Humberto Luiz de Oliveira
Lucas Vivaqua Dias
Marília Ribeiro Spera
Roberto Piffer
Roberto Ricardo de Araujo Goes

Colaboradores
George Alves Soares
Vanda Alves dos Santos

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDUSTRIA – CNI
DIRETORIA EXECUTIVA – DIREX

Diretor
José Augusto Coelho Fernandes

Diretor de Operações
Rafael Esmeraldo Lucchessi Ramacciotti

Diretor de Relações Institucionais
Marco Antonio Reis Guarita

Unidade de Competitividade Industrial – COMPI

Gerente-Executivo
Maurício Otávio Mendonça Jorge

Gerente de Infra-Estrutura
Wagner Ferreira Cardoso

Coordenação Técnica
Rodrigo Sarmento Garcia

SUPERINTENDÊNCIA DE SERVIÇOS COMPARTILHADOS – SSC
Área Compartilhada de Informação e Documentação – ACIND

Normalização
Gabriela Leitão

INSTITUTO EUVALDO LODI – IEL / NÚCLEO CENTRAL

Gerente-Executivo de Operações
Júlio Cezar de Andrade Miranda

Gerente de Desenvolvimento Empresarial – GDE
Diana de Mello Jungmann

Coordenação Técnica
Patrícia Barreto Jacobs

Gerente de Relações com o Mercado – GRM
Oto Morato Álvares

Responsável Técnico
Ana Amélia Ribeiro Barbosa

SENAI / DN

Gerente-Executivo da Unidade de Educação Profissional – UNIEP
Alberto Borges de Araújo

Apoio Técnico
Diana Freitas Silva Néri

Gerente-Executiva da Unidade de Relações com o Mercado – UNIREM
Mônica Côrtes de Domênico

SENAI / SP
Escola SENAI "Oscar Rodrigues Alves"
Indaiatuba

Conteudista
Valter Rubens Gerner

Estruturação do Conteúdo
Regina Célia Roland Novaes

Coordenação do projeto pelo SENAI / SP
José Luiz Chagas Quirino

Supervisão Pedagógica
Regina Averbug

Editoração Eletrônica
Link Design

Revisão Gramatical
Marluce Moreira Salgado

SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO

Obter a eficiência energética significa utilizar processos e equipamentos que sejam mais eficientes, reduzindo o desperdício no consumo de energia elétrica, tanto na produção de bens como na prestação de serviços, sem que isso prejudique a sua qualidade.

É necessário conservar e estimular o uso eficiente da energia elétrica em todos os setores sócio-econômicos do Brasil, sendo de grande importância para o país a adoção efetiva de medidas de economia de energia e o conseqüente impacto destas ações. Neste cenário destaca-se a indústria, não só pelo elevado potencial de conservação de energia do seu parque, como também pela sua capacidade produtiva como fornecedora de produtos e serviços para o setor elétrico.

No âmbito das ações que visam criar programas de capacitação voltados para a obtenção de eficiência energética no setor industrial, inclui-se o *Curso de Formação de Agentes Industriais de Nível Médio em Otimização de Sistemas Motrizes*. Este curso tem como objetivo capacitar agentes industriais, tornando-os capazes de identificar, propor e implementar oportunidades de redução de perdas nas instalações industriais de sistemas motrizes.

O curso faz parte do conjunto de ações que vêm sendo desenvolvidas pelo Governo Federal para:

- fomentar ações de eficiência energética em sistemas motrizes industriais;
- facilitar a capacitação dos agentes industriais de nível médio dos diversos subsetores da indústria, para desenvolverem atividades de eficiência energética;
- apresentar as oportunidades de ganhos de eficiência energética através de economia de energia em sistemas motrizes industriais;
- facilitar a implantação de tecnologias eficientes sob o ponto de vista energético, além da conscientização e da difusão de melhores hábitos para a conservação de energia.

Como apoio pedagógico para este curso foram elaborados os seguintes guias técnicos:

1 – Correias Transportadoras

2 – Acoplamento Motor Carga

3 – Metodologia de Realização de Diagnóstico Energético

4 – Compressores

5 – Ventiladores e Exaustores

6 – Motor Elétrico

7 – Energia Elétrica: Conceito, Qualidade e Tarifação

8 – Acionamento Eletrônico

9 – Bombas

10 – Análise Econômica de Investimento

11 – Instrumentação e Controle

Este material didático – Bombas – faz parte do conjunto de guias técnicos do *Curso de Formação de Agentes Industriais de Nível Médio em Otimização de Sistemas Motrizes*. Ele é um complemento para o estudo, reforçando o que foi desenvolvido em sala de aula. É também uma fonte de consulta, onde você, participante do curso, pode rever e relembrar os temas abordados no curso.

Todos os capítulos têm a mesma estrutura. Conheça, a seguir, como são desenvolvidos os capítulos desse guia.

- **Iniciando nossa conversa** – texto de apresentação do assunto abordado no capítulo.
- **Objetivos** – informa os objetivos de aprendizagem a serem atingidos a partir do que foi desenvolvido em sala de aula e com o estudo realizado por meio do guia.
- **Um desafio para você** – apresenta um desafio: uma situação a ser resolvida por você.
- **Continuando nossa conversa** – onde o tema do capítulo é desenvolvido, trazendo informações para o seu estudo.

- **Voltando ao desafio** – depois de ler, analisar e refletir sobre os assuntos abordados no capítulo, você retornará ao desafio proposto, buscando a sua solução à luz do que foi estudado.
- **Resumindo** – texto que sintetiza os principais assuntos desenvolvidos no capítulo.
- **Aprenda mais** – sugestões para pesquisa e leitura, relacionadas com o tema do capítulo, visando ampliar o que você aprendeu.

Esperamos que este material didático contribua para torná-lo um cidadão cada vez mais consciente e comprometido em alcançar a eficiência energética, colaborando, assim, para que o país alcance as metas nesse setor e os conseqüentes benefícios para a sociedade brasileira e o seu meio ambiente.

Capítulo 1

DEFINIÇÃO E CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS

Iniciando nossa conversa

A captação e distribuição de água têm sido, desde a Antigüidade, uma das preocupações da humanidade.

Para o abastecimento de água dos núcleos populacionais que se estabeleceram em locais mais afastados dos rios, foi necessária a criação de alternativas que permitissem captar a água, transportá-la e armazená-la para ser utilizada quando fosse o caso. Paralelamente, fez-se necessário encontrar recursos para levar a água a locais onde pudesse atender às necessidades de consumo e à irrigação de terras para fins agrícolas.

Pode-se afirmar que o progresso industrial e a melhoria das condições de saúde e conforto estão intimamente ligados ao progresso da ciência e da tecnologia das máquinas destinadas ao deslocamento de líquidos por escoamento, denominadas de *bombas*.

O progresso na tecnologia das bombas permitiu a construção de tipos próprios para esgotos sanitários, dragagem, bombeamento de argamassa, minério, concreto, polpa de papel, fibras, plásticos, líquidos extremamente viscosos e líquidos muito voláteis, entre outras aplicações.

Mas o que as bombas têm a ver com conservação de energia? É o que será abordado neste e nos próximos capítulos.

Objetivos

Com o estudo deste capítulo, temos como objetivos:

- diferenciar as bombas segundo aplicação e característica;
- conhecer os diversos tipos de turbobombas, suas partes componentes, funcionamento e aplicações;
- reconhecer os diversos tipos de bombas volumétricas, suas partes componentes, funcionamento e aplicações.

Um desafio para você

Um condomínio, denominado Jardim das Rosas, constituído de um prédio residencial de cinco andares, num total de dez apartamentos, tem em seu sistema hidráulico uma bomba centrífuga que eleva água da caixa inferior até a caixa superior, na laje do 5º andar. Devido ao excessivo tempo de uso, a bomba está com os custos de manutenção muito elevados e precisa ser substituída.

O síndico, que sempre tenta manter o consumo de energia e os custos de manutenção do edifício dentro de padrões aceitáveis, ficou muito contente quando ganhou de um dos condôminos uma bomba alternativa de êmbolo. Mas, como ele não entende muito do assunto, deseja saber se será possível utilizá-la na substituição da antiga bomba centrífuga, mantendo a mesma eficiência energética e operacional.

Após ler este capítulo, responda: qual é a recomendação que você faria a esse síndico?

Continuando nossa conversa

Bomba: definição

Para que se oriente adequadamente na escolha de tipo de bomba para realizar uma determinada tarefa com a maior eficiência possível e, portanto, dentro das exigências da conservação de energia, é preciso conhecer cada uma delas. A primeira coisa a aprender é: o que é bomba hidráulica?

Fique ligado!

Bomba é uma máquina operatriz hidráulica que transfere energia ao fluido com a finalidade de transportá-lo de um ponto a outro. Recebe energia de uma fonte motora qualquer e cede parte dessa energia ao fluido sob forma de energia de pressão, energia cinética ou ambas. Isso significa que ela aumenta a pressão e a velocidade do líquido.

A relação entre a energia cedida pela bomba ao líquido e a energia que foi recebida da fonte motora determina o rendimento da bomba. Esse dado é muito importante para a escolha de uma bomba, quando se trata de conservação de energia.

Classificação das bombas

A bomba é classificada pela sua aplicação ou pela forma com que a energia é cedida ao fluido. Normalmente existe uma relação estreita entre a aplicação e a característica da bomba que, por sua vez, está intimamente ligada à forma de ceder energia ao fluido.

O esquema a seguir apresenta um quadro de classificação dos principais tipos de bombas. A classificação foi feita pela forma como a energia é fornecida ao fluido a ser transportado.

Esquema 1 – Classificação dos tipos principais de bombas

Vamos, então, conhecer os principais tipos de bombas.

Turbo bomba ou bomba dinâmica (centrífuga)

Na turbobomba ou bomba dinâmica, a movimentação do líquido ocorre pela ação de forças que se desenvolvem na massa do líquido, em conseqüência da rotação de um eixo no qual é acoplado um disco (rotor ou impulsor) dotado de pás (palhetas, hélice) que recebe o líquido pelo seu centro e o expulsa pela periferia, devido à ação da força centrífuga. Daí vem o seu nome mais usual, ou seja, *bomba centrífuga*.

A seguir citaremos as mais conhecidas bombas centrífugas que se diferenciam pelo sentido de saída do líquido no rotor, tendo em vista que a bomba do tipo centrífuga radial, pela sua simplicidade de fabricação, em série, é utilizada na maioria das instalações de água limpa para pequenas, médias e grandes alturas de elevação.

De modo geral, classificamos as bombas centrífugas em:

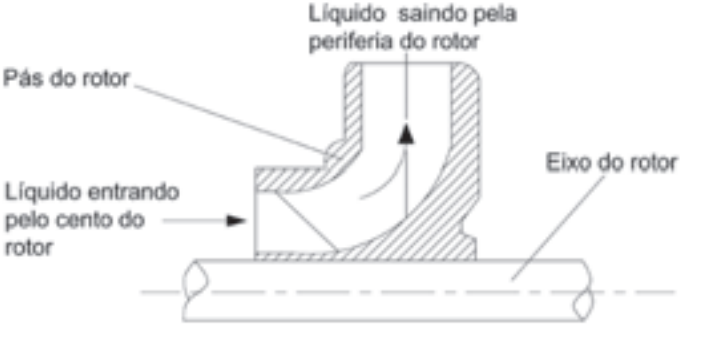
- radial;
- de fluxo misto; e
- de fluxo axial.

Bomba centrífuga radial

A movimentação do líquido se dá do centro para a periferia do rotor, no sentido perpendicular ao eixo de rotação. O líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, segundo trajetórias contidas em planos normais ao eixo.

A Figura 1 mostra esquematicamente, em corte transversal, um rotor de bomba centrífuga radial pura.

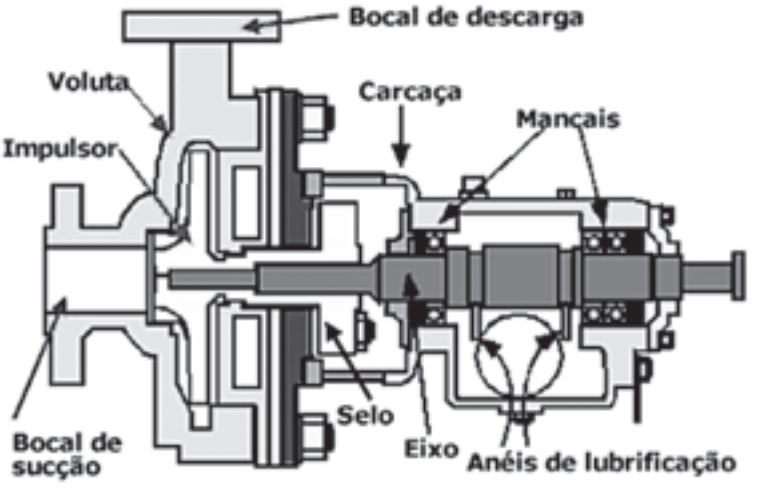
Figura 1 – Rotor de bomba centrífuga radial pura.



Como se pode observar na ilustração, as trajetórias são curvas contidas num plano radial.

A Figura 2 apresenta o desenho de uma bomba centrífuga radial pura em corte longitudinal.

Figura 2 – Bomba centrífuga



Bomba Centrífuga

Bomba centrífuga de fluxo misto ou helicocentrífuga

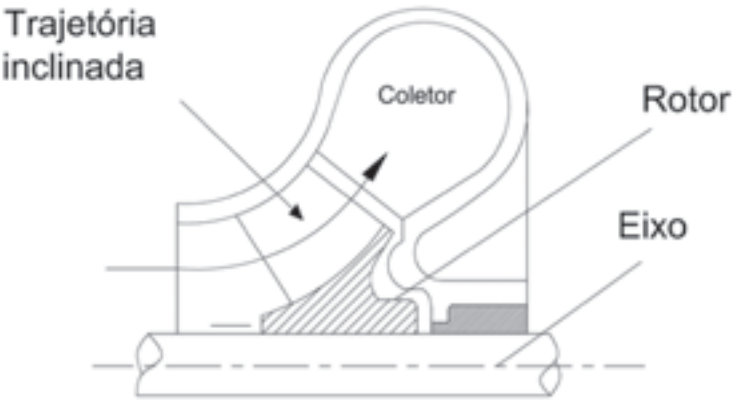
Nas bombas centrífugas de fluxo misto, o movimento do líquido ocorre na direção inclinada (diagonal) em relação ao eixo de rotação.

Nas bombas desse tipo, o líquido penetra no rotor em sentido paralelo ao eixo de rotação; sai do rotor, numa trajetória ligeiramente inclinada, seguindo um plano perpendicular ao eixo de rotação.

A pressão é comunicada pela força centrífuga e pela ação de sustentação ou propulsão das pás

A Figura 3 apresenta esquematicamente a trajetória de um líquido em uma bomba centrífuga de fluxo misto ou helicocentrífuga em corte transversal.

Figura 3 – Rotor de bomba centrífuga de fluxo misto



Bomba centrífuga de fluxo axial ou helicoaxial

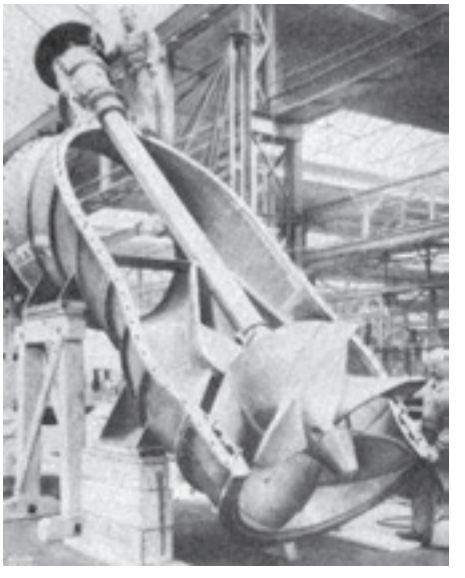
Nas bombas centrífugas de fluxo axial ou helicoaxial o movimento do líquido ocorre paralelo ao eixo de rotação.

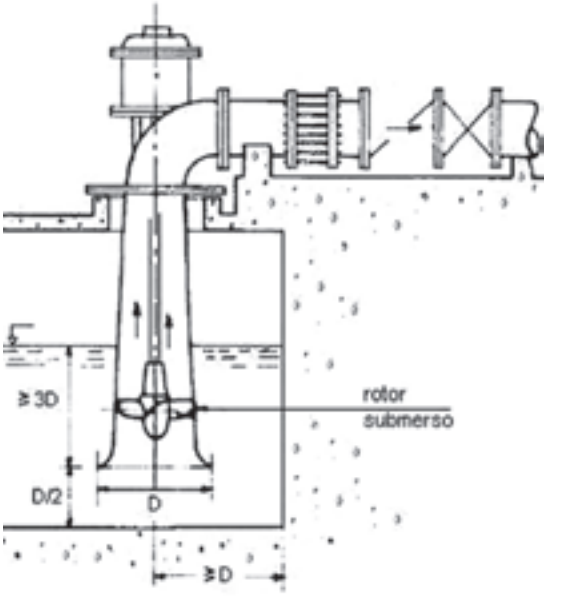
O rotor normalmente possui apenas uma base de fixação das pás com a forma de um cone ou ogiva.

Fique ligado!

As bombas deste tipo são empregadas quando se necessita de grandes vazões em pequenas e médias alturas de elevação. Estas bombas são projetadas para que sua vazão e altura correspondam a um melhor rendimento hidráulico e, como conseqüência, a uma maior economia de energia.

A Figura 4 apresenta em corte uma bomba centrífuga de fluido axial ou helico-axial. A Figura 5 apresenta um desenho esquemático de uma bomba centrífuga de fluxo axial em funcionamento.





Bombas volumétricas

As bombas volumétricas, ou de deslocamento positivo, recebem esse nome porque o líquido ocupa um espaço no interior da bomba que tem seu volume interno variado constantemente. O líquido, ao entrar na bomba, tem um volume V_1 e pressão P_1. Devido à forma geométrica do interior dessa bomba e ainda, por ação de um dispositivo de impulsão, o volume interior da bomba diminui para V_2 e a pressão aumenta para P_2.

As bombas volumétricas ou de deslocamento positivo são classificadas, segundo seus tipos de dispositivos mecânicos de impulsão (êmbolos, diafragma, engrenagens, parafusos, entre outros) em:

- alternativas e
- rotativas.

Conheça, a seguir, esses tipos de bombas.

Bomba alternativa

A bomba alternativa é assim chamada devido à forma que funciona seu pistão dentro do cilindro que o faz em movimento alternativo, ou de vai-e-vem.

A vazão do líquido é conseqüência da relação existente entre o volume de líquido movimentado pelo pistão no cilindro e o número de golpes do pistão por unidade do tempo.

As bombas alternativas podem ser classificadas como:

- de pistão;
- de êmbolo; e
- de diafragma.

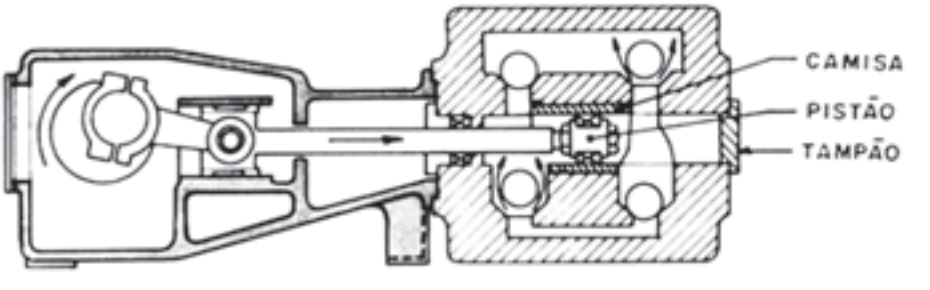
O que as diferencia é a forma construtiva do dispositivo mecânico de impulsão.

• Bomba alternativa de pistão

Nesse tipo de bomba o dispositivo que produz o movimento do líquido é um pistão que se desloca, com movimentos alternativos, dentro do cilindro.

Veja, na Figura 6, um desenho esquemático do funcionamento de uma bomba alternativa de pistão.

Figura 6 – Bomba alternativa de pistão



• Bomba alternativa de êmbolo

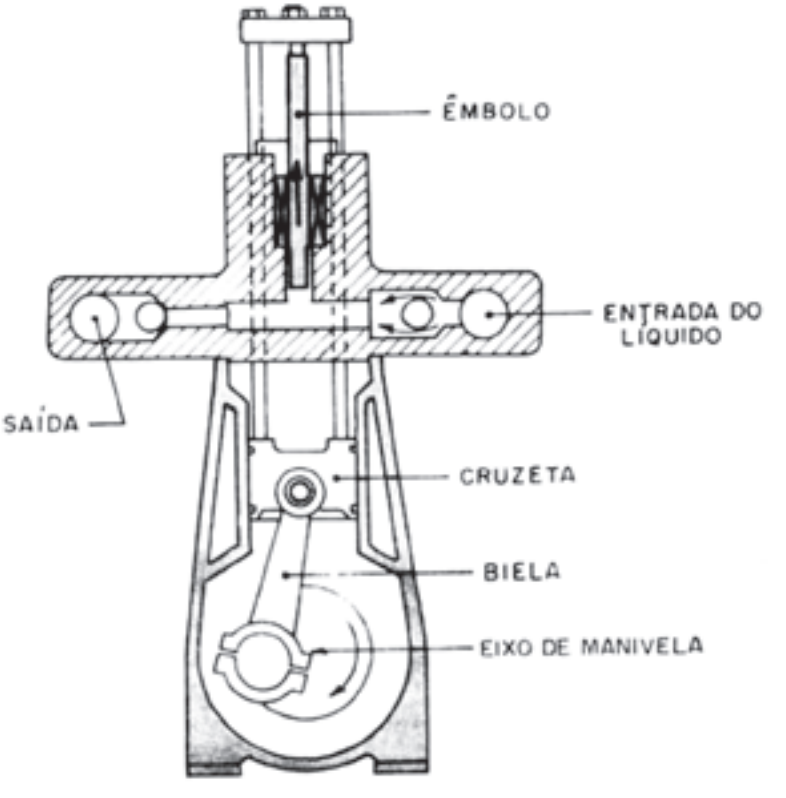
Esse tipo de bomba tem o funcionamento idêntico ao da bomba alternativa de pistão. O que as diferencia é o aspecto geométrico do pistão.

As bombas alternativas de êmbolo apresentam as seguintes características:

- baixa vazão e alta pressão;
- vazão por impulso;
- vazão média independente das características do sistema;
- rotação variável em função da viscosidade;
- necessidade de válvula de alívio na linha de descarga que deve estar junto à bomba e antes de qualquer outra válvula.

Observe na Figura 7, de forma esquemática, uma bomba alternativa de êmbolo, em corte transversal,

Figura 7 – Bomba alternativa de êmbolo



Fique ligado!

As bombas alternativas de êmbolo, como as de pistão, são projetadas para bombear líquidos sob pressão maior que as demais bombas.

• Bomba alternativa de diafragma

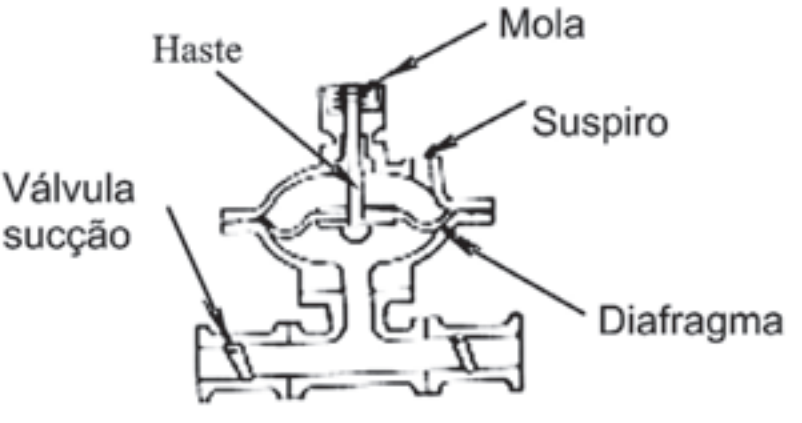
Nesse tipo de bomba, o dispositivo mecânico de impulsão que movimenta o líquido é um diafragma, ou seja, uma membrana, acionada por movimentos alternativos de uma haste.

Fique ligado!

A bomba alternativa de diafragma é utilizada em veículos automotivos. Ela retira o combustível do tanque e transporta-o até o motor.
O uso desse tipo de bomba não é recomendado para aplicação em pressões superiores a 8,75 bares (125 psig).

Confira, a seguir, a representação esquemática de uma bomba alternativa de diafragma em corte transversal.

Figura 8 – Bomba alternativa de diafragma



Fique ligado!

Chama-se *suspiro* a abertura para respiração ou entrada de ar dentro da válvula.

Bomba rotativa

A denominação genérica de bomba rotativa designa uma série de bombas volumétricas comandadas por um movimento de rotação de seu dispositivo mecânico de impulsão, daí a origem do nome.

A bomba rotativa pode ser classificada, entre outros tipos, como:

- de engrenagens;
- de lóbulos;
- de parafusos;
- de palhetas.

O funcionamento volumétrico de todas elas consiste no preenchimento com o líquido bombeado dos espaços entre rotor e a carcaça.

Nessas bombas, quando a velocidade é constante, a descarga e a pressão são praticamente constantes.

Fique ligado!

O principal uso das bombas rotativas é no bombeamento de produtos viscosos.

A seguir são apresentadas as características dos tipos de bombas rotativas citadas.

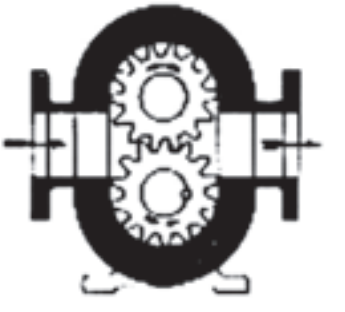
• Bomba rotativa de engrenagens

A bomba rotativa de engrenagens é um dos tipos mais simples de bomba rotativa. Consiste de duas rodas dentadas, as engrenagens, trabalhando dentro de uma caixa com folgas muito pequenas em volta e dos lados das rodas.

A Figura 9 mostra o desenho esquemático de uma bomba rotativa de engrenagens. A Figura 10 mostra a mesma bomba em um corte transversal.

Figura 9 – Bomba rotativa de engrenagem

Figura 10 – Bomba rotativa de engrenagem em corte transversal



Atenção!

A bomba rotativa de engrenagens é o tipo mais usado de bomba volumétrica. Seu principal campo de aplicação é em sistemas de lubrificação de máquinas e motores de combustão.

• Bomba rotativa de lóbulos

A bomba rotativa de lóbulos é similar à bomba de engrenagem, tendo como dispositivo mecânico de movimento lóbulos no lugar das engrenagens.

Fique ligado!

O principal campo de aplicação da bomba rotativa de lóbulos é nos sistemas de bombeamento de fluidos viscosos na indústria alimentícia, tais como, iogurte, requeijão, geléias e outros.

A Figura 11 ilustra uma bomba rotativa de lóbulos sem sua tampa frontal e a Figura 12 mostra a mesma bomba em corte transversal.

Figura 11 – Bomba rotativa de lóbulo sem tampa frontal

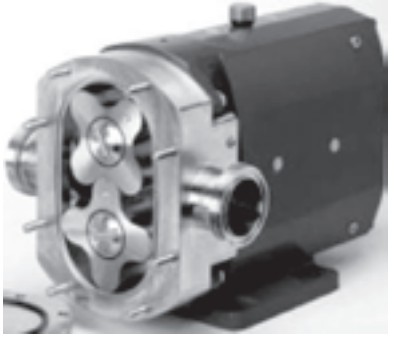
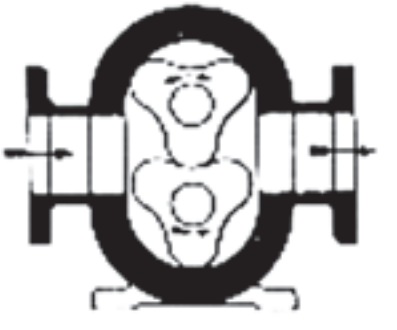


Figura 12 – Bomba rotativa de lóbulo em corte



• Bomba rotativa de parafusos

A bomba rotativa de parafuso é composta por dois parafusos que têm seus movimentos sincronizados por intermédio de engrenagens.

Fique ligado!

O principal campo de aplicação da bomba rotativa de parafuso é no bombeamento de produtos com vazão de precisão, entre outros, ácidos base, alcalino.

A Figura 13 ilustra esquematicamente uma bomba rotativa de parafuso em um corte a 45º e a Figura 14 mostra a mesma bomba em corte transversal.

Figura 13 – Bomba rotativa de parafuso

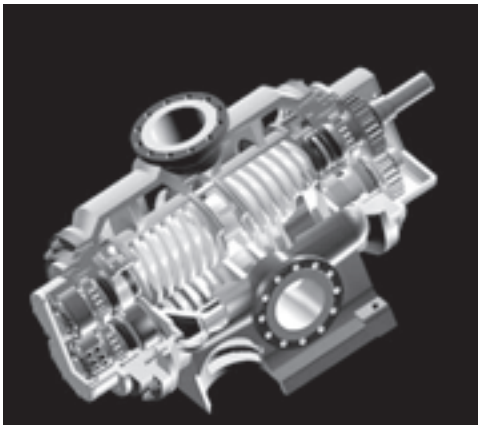
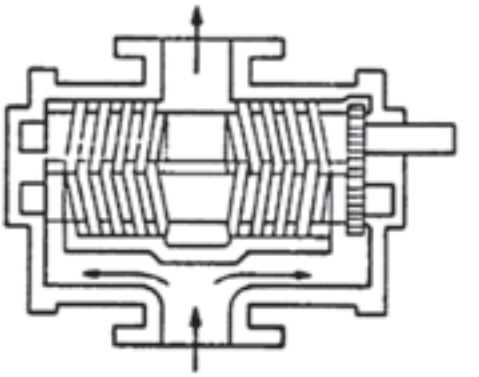


Figura 14 – Bomba rotativa de parafuso em corte transversal



• Bomba rotativa de palhetas deslizantes

A bomba rotativa de palhetas deslizantes tem entre seus componentes um rotor cilíndrico, cujo eixo de rotação é excêntrico em relação ao eixo da carcaça, o que provoca internamente uma variação volumétrica na bomba.

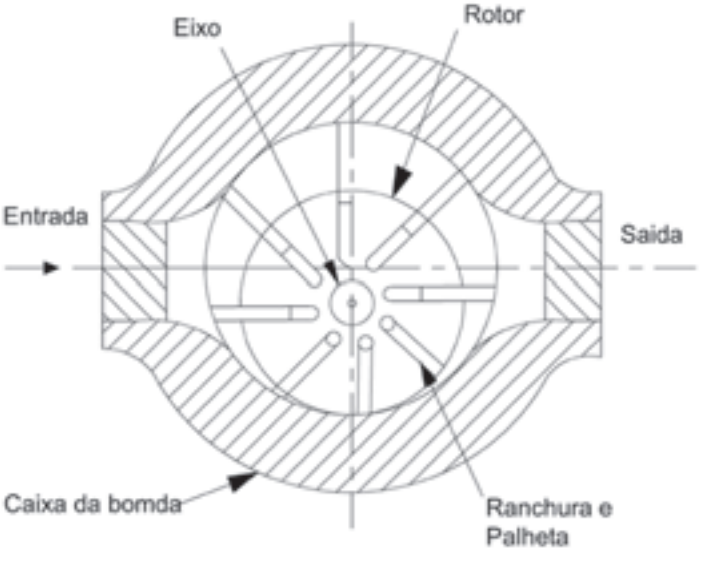
As palhetas deslizantes do rotor são rígidas e fixadas internamente em ranhuras radiais do rotor.

Fique ligado!

As bombas rotativas de palhetas deslizantes são muito utilizadas em bombeamento de óleo lubrificante em sistemas hidráulicos de pequena ou média pressão.

A Figura 15 representa, esquematicamente, em corte transversal uma bomba rotativa de palhetas deslizantes.

Figura 15 – Bomba rotativa de palhetas deslizantes



Atenção!

Essa bomba apresenta um grande desgaste das palhetas deslizantes em virtude do atrito delas com a superfície da câmara interna da bomba. Por causa disso, não é recomendável sua utilização para a movimentação de fluidos que não sejam lubrificantes.

Escolha da bomba

As informações apresentadas até o momento ajudam a perceber que, para cada situação, dependendo do fluido a ser bombeado, da vazão de líquido necessária e também da pressão de saída exigida, um tipo específico de bomba deverá ser empregado.

Atenção!

A utilização de uma bomba não recomendada para uma determinada aplicação pode ter várias conseqüências: desde a impossibilidade de bombear o fluido de acordo com as necessidades do sistema, até uma situação bem pior, ou seja, gerar um sistema de bombeamento de baixa eficiência, que provocará um consumo desnecessário de energia elétrica e conseqüente perda energética.

Voltando ao desafio

Lembra-se do síndico que quer saber se seria possível utilizar uma bomba alternativa de êmbolo, no lugar de uma bomba centrífuga?

Até o momento, com as informações apresentadas, é possível perceber que a bomba alternativa de êmbolo pode até elevar água da caixa d'água inferior para a caixa d'água superior do prédio. Mas lendo as informações com atenção, você viu que como essas bombas fornecem pequenas vazões (a altas pressões) sua utilização não é recomendada, pois esse tipo de bomba não possui capacidade

de fornecer a vazão de água necessária para a caixa de água superior, na *mesma velocidade* em que os moradores a estarão consumindo.

Assim, o melhor conselho que poderia ser dado ao síndico é o de que ele deve substituir a bomba de elevação de água do condomínio por outra bomba centrífuga, no mínimo, com as mesmas características da atual.

Resumindo

O mais importante que você tem a observar neste capítulo é a diferença de conceitos que está embutida no princípio de funcionamento das bombas descritas.

Bomba volumétrica é aquela em que a energia é fornecida ao líquido já sob a forma de pressão; essa pressão é causada diretamente pela movimentação do dispositivo mecânico de impulsão da bomba (pistão, rotor, lóbulo, parafuso de rotação), que ao diminuir o volume interno da câmara de compressão, da bomba, faz com que o líquido se movimente.

Já na bomba centrífuga, a energia fornecida ao líquido é na forma de velocidade em seu deslocamento, posteriormente ela é convertida em energia de pressão que eleva a água à altura desejada. A vazão a ser bombeada depende das características de projeto da bomba.

Aprenda mais

Depende somente de sua curiosidade familiarizar-se com o que foi apresentado neste capítulo e aumentar seus conhecimentos. Ler revistas técnicas e acostumar-se a folhear catálogos é um bom começo.

Outra coisa muito interessante de se fazer é organizar sua própria "catalogoteca". Para isso, basta entrar em contato com as empresas fabricantes, por carta ou via Internet, e pedir os catálogos que a empresa tem disponíveis para oferecer.

A internet também é uma boa fonte de informações. Basta utilizar ferramentas de busca, digitar *bombas hidráulicas* e ver o que aparece.

Capítulo 2

BOMBAS CENTRÍFUGAS RADIAIS

Iniciando nossa conversa

No capítulo anterior, você conheceu os diversos tipos de bombas que podem ser utilizadas nas instalações hidráulicas para movimentar os diversos tipos de líquidos.

Contudo, a maioria das bombas utilizadas é do tipo centrífuga que, pela sua simplicidade é fabricada em série, apresenta baixo custo de produção e manutenção e é usada na maioria das instalações de água limpa para pequenas, médias e grandes alturas de elevação.

Lembre-se de que existem quatro tipos diferentes de bombas centrífugas. Porém, desses quatro tipos de bombas centrífugas, a bomba centrífuga radial pura é a que será objeto deste estudo, porque, como já foi dito, é a mais utilizada na maioria das operações de instalações de bombeamento.

Objetivo

O objetivo do estudo deste capítulo é classificar as bombas centrífugas radiais de acordo com:

- a quantidade de rotores;
- o número de entradas para aspiração;
- o tipo de rotor;
- a posição do eixo;
- tipo de carcaça.

Um desafio para você

No capítulo anterior, você conheceu o síndico do condomínio Jardim das Rosas, que precisa substituir a bomba centrífuga que leva água da caixa inferior até a caixa superior.

As informações sobre os diversos tipos de bombas à disposição para a movimentação dos mais variados tipos de líquidos indicaram que a bomba alternativa de êmbolo que o síndico ganhara de presente não serve para esse tipo de trabalho. Isso porque a bomba alternativa fornece pequenas vazões e não atende às necessidades do prédio, pois não poderia fornecer água a uma velocidade compatível com o nível de consumo dos usuários.

Uma vez estabelecido que o melhor tipo de bomba para a substituição seria uma bomba centrífuga, restou a pergunta: que tipo de bomba centrífuga deveria ser usada?

Leia este capítulo e tente responder.

Continuando nossa conversa

Bombas centrífugas

Conforme você estudou no capítulo anterior, as bombas centrífugas são bombas caracterizadas por possuírem um órgão rotatório, o rotor, dotado de pás ou hélices que, ao receber o fluido pelo seu centro o expele pela periferia do rotor, devido à ação da força centrífuga.

Existem vários tipos de bombas centrífugas, tais como:

- radial;
- fluxo misto;
- fluxo axial.

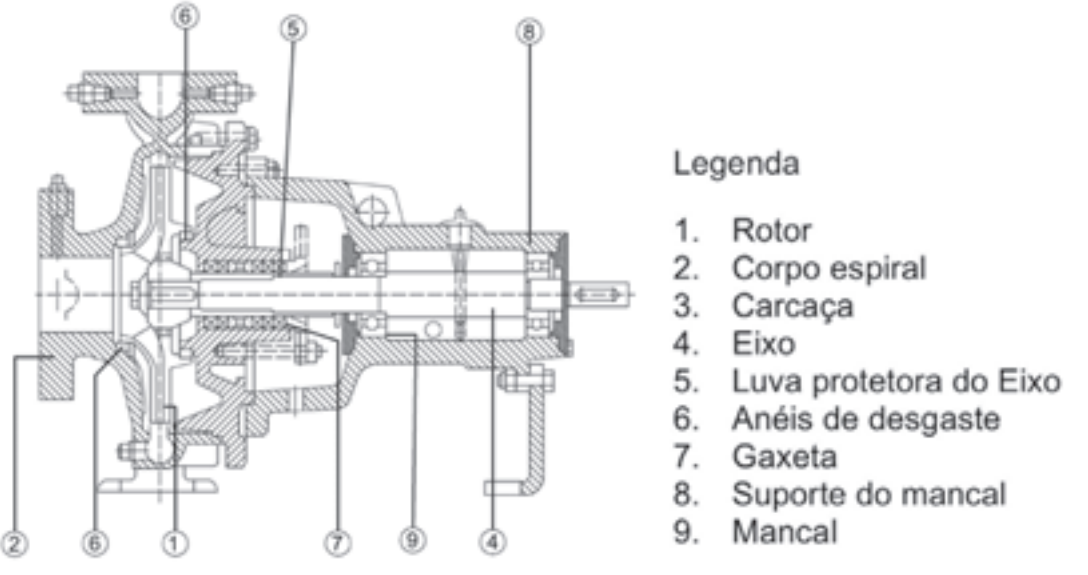
Nosso estudo centrará sua atenção apenas sobre a bomba centrífuga radial, porque é a mais utilizada na maioria das operações de instalações de bombeamento.

Bomba centrífuga radial

Outra denominação para a bomba centrífuga radial é *bomba centrífuga radial pura*. O nome de *bomba centrífuga* deve-se ao fato de ser a força centrífuga a responsável pela energia que o líquido recebe ao atravessar a bomba. Nela, o fluido entra pelo centro do rotor, no sentido paralelo ao eixo da bomba, passa pelos canais formados por pás de curvatura simples, que estão dentro do rotor que, pela sua rotação em alta velocidade, expele o fluido pela periferia do rotor, devido à ação da força centrífuga.

A Figura 16 ilustra os principais componentes de uma bomba centrífuga a partir de um corte transversal.

Figura 16 – Componentes da bomba centrífuga



As partes fundamentais para o funcionamento da bomba centrífuga são:

- *Rotor* ou *impelidor* – é composto essencialmente de pás ou hélice que impulsionam o líquido.
- *Carcaça* – serve para envolver todos os componentes de uma bomba.

Para o funcionamento da bomba é necessário que a carcaça esteja completamente cheia do líquido a ser bombeado e, portanto, é imprescindível que o rotor permaneça submerso no líquido.

Atenção!

Não pode existir ar no compartimento onde está instalado o rotor, dentro da carcaça da bomba, porque o ar cria uma resistência física à passagem do líquido.

Classificação das bombas centrífugas radiais

As bombas centrífugas radiais puras são classificadas de acordo com:

- a quantidade de rotores;
- o número de entradas de líquido para aspiração;
- o tipo de rotor;
- a posição do eixo;
- o tipo de carcaça.

Existem outras características que classificam uma bomba centrífuga radial pura; entretanto, citamos aquelas que são mais comumente usadas para classificá-la.

Classificação quanto à quantidade de rotores

De acordo com a quantidade de rotores que as compõem, as bombas podem ser de dois tipos:

- de simples estágio ou um único rotor; e
- de múltiplos estágios ou de múltiplos rotores.

• Bombas de simples estágio

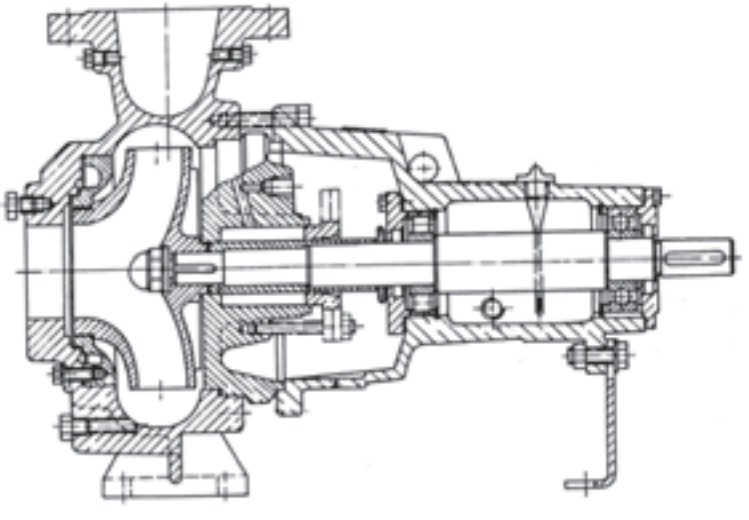
Essas bombas têm um único rotor e são também conhecidas como *bomba de simples ou único estágio*, caracterizando uma bomba centrífuga radial pura.

Fique ligado!

As bombas de simples estágio são utilizadas na maioria das instalações hidráulicas, porque a simplicidade de sua fabricação facilita a produção em série, além de atender à necessidade de se elevar a água a pequenas e médias alturas, entre outras aplicações. Essa aplicação apresenta menor consumo de energia, melhor relação custo-benefício e manutenção mais simples.

A Figura 17 mostra uma bomba centrífuga radial pura em corte transversal.

Figura 17 – Bomba centrífuga radial pura em corte transversal.



• Bombas de múltiplos estágios

Uma bomba que tem mais de um rotor ou estágio é conhecida como bomba de *múltiplos estágios*.

Ela é usada quando é necessário bombear o líquido a uma altura que não é atingida por intermédio de uma bomba centrífuga radial pura.

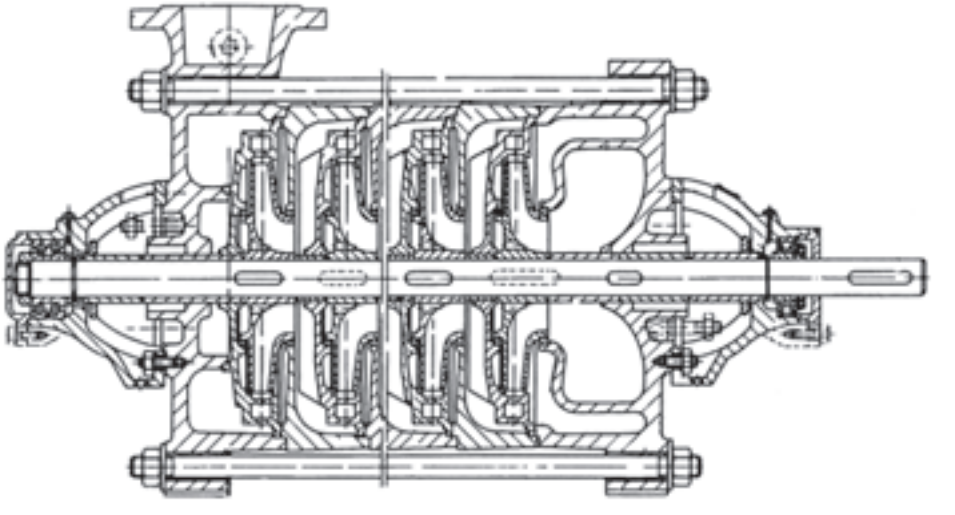
Fique ligado!

A bomba de múltiplo estágio é própria para instalações de alta pressão, por exemplo, na alimentação de caldeira, bombeamento de poços artesianos profundos e na pressurização de poços de petróleo, dentre outros tipos de aplicações. Por possuir diversos rotores em um único eixo, acionados por um único motor elétrico, proporciona economia de energia em comparação com diversas bombas interligadas em série.

Os rotores são fixados seqüencialmente em um mesmo eixo, na mesma carcaça da bomba, em compartimentos diferentes. O líquido, ao entrar na bomba, enche o primeiro compartimento, passa pelo centro do rotor e é expelido em sua periferia. Isso acontece sucessivamente até o último rotor instalado aumentando, dessa forma, a sua altura de descarga.

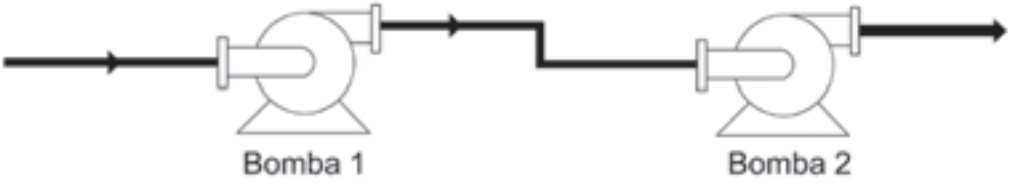
Veja, na Figura 18, uma bomba de múltiplos estágios em um corte transversal.

Figura 18 – Bomba centrífuga de múltiplos estágios em corte



A Figura 19 apresenta um desenho esquemático de duas bombas centrífugas radiais puras, interligadas e funcionando em série.

Figura 19 – Duas bombas centrífugas radiais puras, interligadas e funcionando em série.



Atenção!

Normalmente, para aumentar a altura de bombeamento, os projetistas de sistemas hidráulicos preferem utilizar duas bombas centrífugas radiais puras, funcionando em conjunto e em série. A opção pelas duas bombas centrífugas deve-se ao fato de que, por sua simplicidade de construção, elas têm menor custo de aquisição e uma manutenção mais simples, apesar de, na maioria vezes, esse método apresentar um consumo de energia elétrica maior do que se fosse utilizada uma única bomba de múltiplo estágio.

Classificação segundo o número de entradas para aspiração

Aspiração, também chamada de sucção, é a ação de sugar o líquido em seu depósito original para que ele entre no rotor da bomba e seja bombeado até o reservatório de destino.

A aspiração normalmente é feita de duas formas:

- sucção simples.
- sucção dupla.

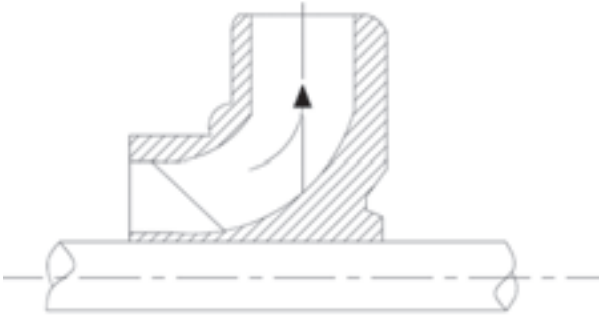
• Bomba de sucção simples

A bomba de sucção simples é aquela em que a entrada, por onde penetra o líquido, é unilateral, ou seja, se faz pela única abertura de entrada do rotor.

A aspiração simples é característica de uma bomba centrífuga radial pura, cuja vazão pretendida atende à maioria das instalações hidráulicas.

Veja, na Figura 20, em corte transversal, o rotor de uma bomba de aspiração simples.

Figura 20 – Rotor de bomba de aspiração simples



• Bombas de sucção dupla

Bomba de sucção dupla é aquela em que o rotor possui duas entradas para aspiração.

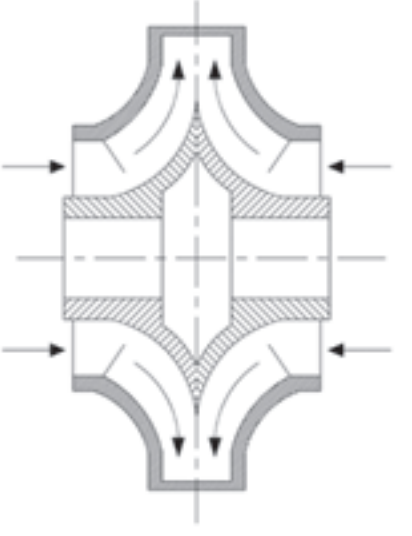
Esse tipo de bomba é utilizado quando a vazão pretendida é maior do que aquela que se pode obter usando uma bomba centrífuga pura com aspiração simples.

Nesse tipo de bomba, o rotor é de tal forma que permite receber líquidos em dois sentidos opostos, paralelamente ao eixo de rotação.

A carcaça para esse tipo de bomba é bipartida, isto é, constituída de duas seções separadas por um plano horizontal a meia altura e afixada uma a outra.

A Figura 21 ilustra um rotor com duas entradas para aspiração em corte transversal.

Figura 21 – Rotor de uma bomba centrífuga com duas entradas de aspiração



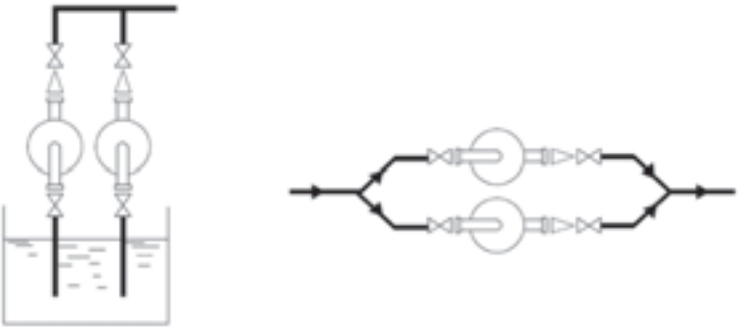
Atenção!

Quando se elabora um projeto de instalação hidráulica para aumentar a vazão do sistema, é comum optar pela utilização de duas bombas centrífugas radiais puras de simples estágio funcionando em conjunto e em paralelo. Essa opção costuma ser a preferida pelos projetistas de sistemas hidráulicos, devido ao menor custo das bombas e à facilidade de sua manutenção.

Apesar das vantagens que a opção pelas duas bombas apresenta, é necessário levar em conta que elas consomem mais energia elétrica que uma bomba centrífuga radial de sucção dupla.

O desenho esquemático a seguir ilustra duas bombas centrífugas radiais puras funcionando em conjunto e em paralelo.

Figura 22 – Bombas centrífugas radiais puras ligadas em paralelo



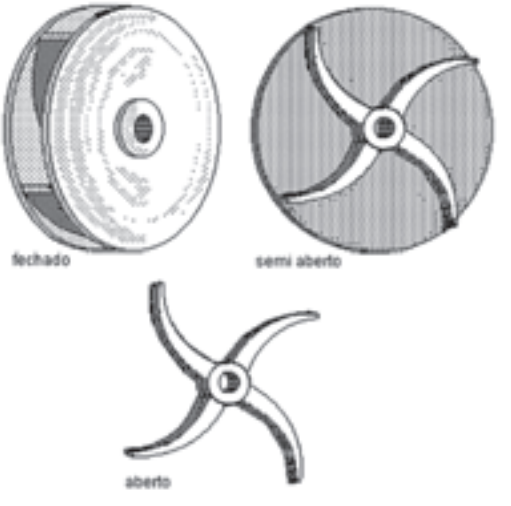
Classificação de acordo com o tipo de rotor radial

Rotor ou impelidor é um componente giratório da bomba que é construído em uma forma tal que o permite deslocar o líquido bombeado até a uma altura de recalque determinada.

O tipo de rotor é classificado de acordo com a sua utilização especificada no manual técnico do fabricante. Existem diversas classificações de rotores segundo a utilização especificada pelo fabricante, porém, neste capítulo, serão apresentados os tipos de rotores mais usados na fabricação de uma bomba, quanto à sua estrutura.

As ilustrações, a seguir, apresentam, em corte transversal, diferentes tipos de rotores radiais.

Figura 23 – Diferentes tipos de rotores



Fique ligado!

- Rotor aberto: é utilizado para bombeamento de águas residuais ou bruta de má qualidade.
- Rotor semiaberto ou semifechado: é utilizado para recalque de água sedimentada.
- Rotor fechado: é utilizado com água potável ou tratada.

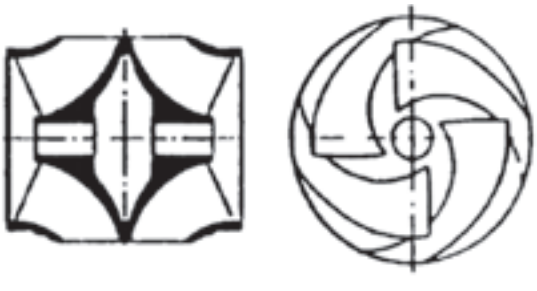
Observe nas figuras, a seguir, diferentes tipos de rotores radiais, em corte transversal.

- Rotor radial de fluxo simples fechado: é utilizado para movimentar líquidos com baixa quantidade de sólidos em suspensão ou com sólidos de pequeno diâmetro não-abrasivo.

Figura 24 – Rotor radial de fluxo simples fechado

- Rotor radial de fluxo duplo: é utilizado para movimentar líquidos sem sólidos em suspensão.

Figura 25 – Rotor radial de fluxo duplo



- Rotor radial fechado com duas ou três pás: é utilizado para movimentar líquidos com sólidos em suspensão.

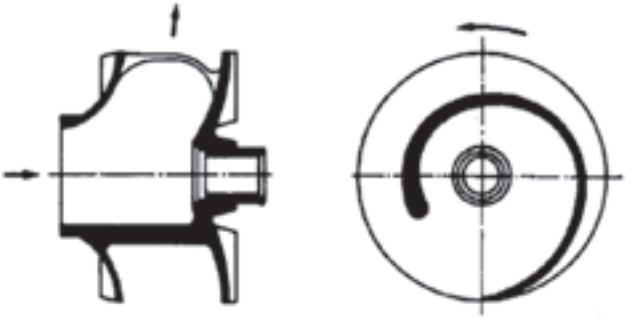
Figura 26 – Rotor radial com três e duas pás

- Rotor radial aberto de três pás: é utilizado para movimentar lodo de esgoto com pouco teor de gases em sua composição.

Figura 27 – Rotor radial aberto de três pás

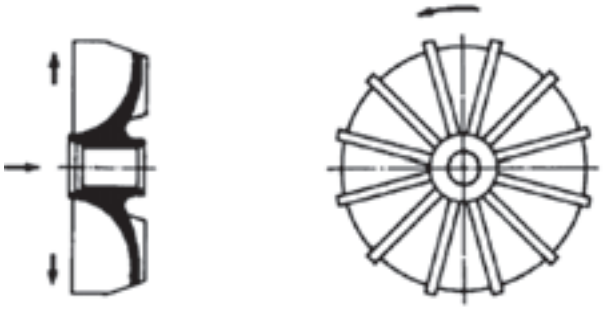
- Rotor radial fechado de pá única: é utilizado para movimentar caldo de cana com bagaço após a primeira moenda, esgoto sem pré-filtragem.

Figura 28 – Roto radial fechado de pá única



- Rotor fechado recuado, também conhecido como , é utilizado para lodo com alto teor de gases e ar, quando são de pá única.

Figura 29 – Rotor radial fechado recuado



Classificação das bombas de acordo com a posição do eixo

As bombas podem ser classificadas segundo a forma como o rotor é fixado ao seu eixo:

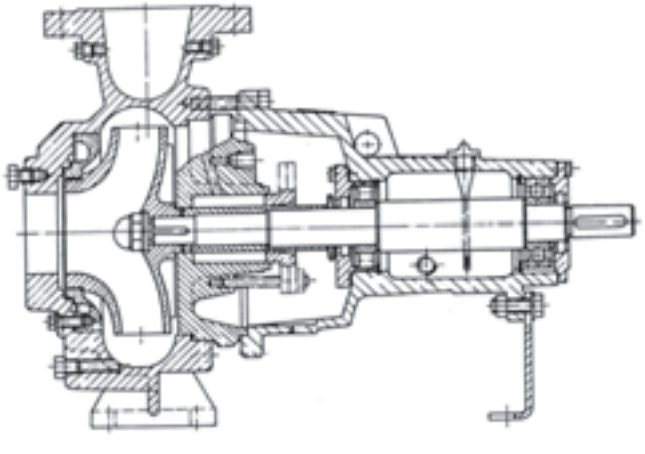
- com o eixo horizontal do rotor em balanço;
- com o eixo horizontal do rotor entre mancais;
- com o eixo horizontal do rotor em balanço acoplado ao motor elétrico de acionamento;
- com eixo vertical do rotor em balanço.

• Bomba com o eixo horizontal do rotor em balanço

Esta bomba é classificada como rotor em balanço porque o eixo da bomba fica apoiado em mancais e a ponta do eixo que é acoplado ao rotor fica sem apoio, em balanço.

A Figura 30 representa uma bomba com rotor em balanço, em corte transversal.

Figura 30 – Bomba com rotor em balanço

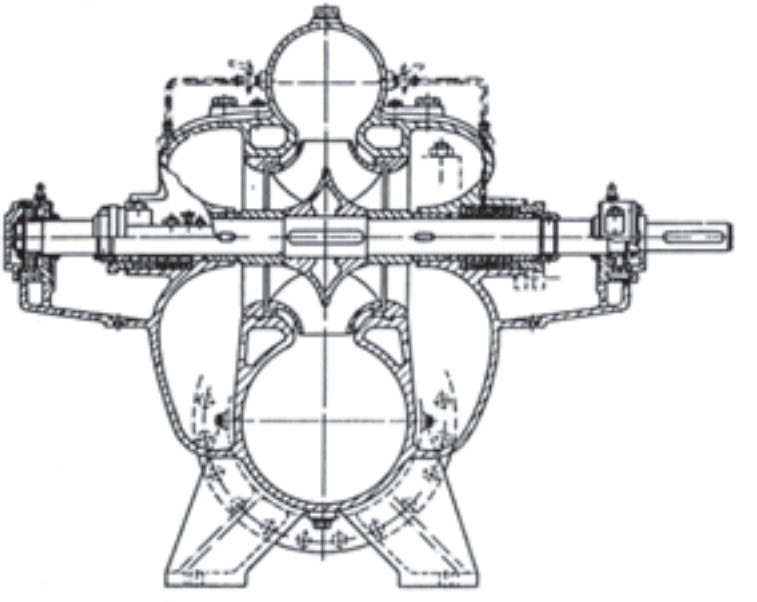


• Bomba com o eixo horizontal do rotor entre mancais

Esta bomba é assim classificada porque o rotor está fixado na parte central do eixo da bomba, em sentido horizontal e, apoiado em suas extremidades, por mancais.

A figura em corte transversal, a seguir, apresenta uma bomba com o eixo do rotor entre mancais.

Figura 31 – Bomba com eixo horizontal com rotor entre mancais

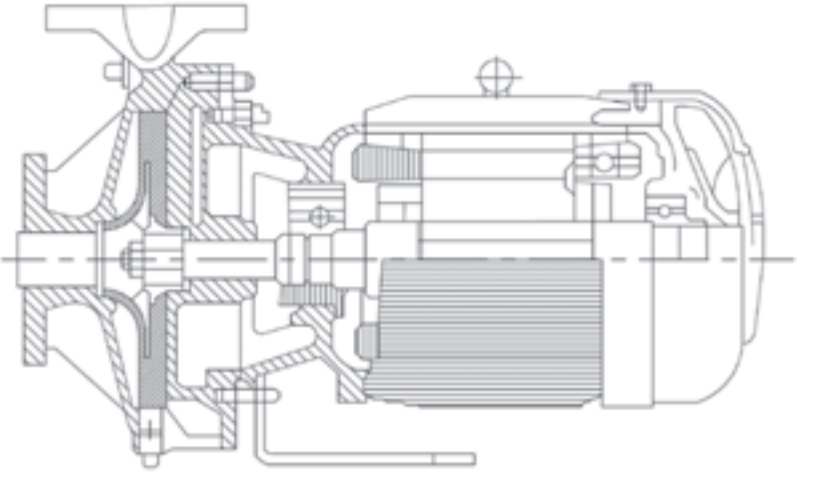


• Bomba com o eixo horizontal do rotor em balanço acoplado ao motor elétrico de acionamento

Essa bomba é classificada dessa forma por apresentar o rotor fixado, em balanço, em uma extremidade do eixo do motor elétrico que o aciona.

A Figura 32 apresenta uma bomba com o eixo do rotor acoplado ao motor elétrico, em corte transversal.

Figura 32 – Bomba com eixo horizontal acoplada ao motor elétrico

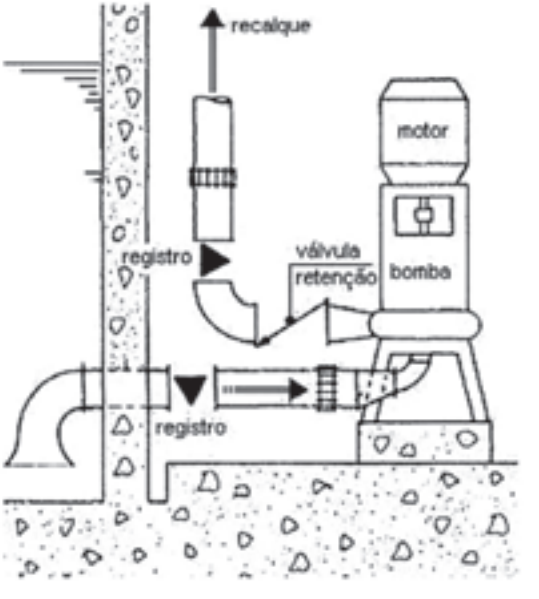


• Bomba com eixo vertical em balanço

Essa bomba é assim classificada por ter seu eixo colocado na posição vertical com o rotor em balanço. É muito utilizada em locais onde se tenham problemas de espaço para instalação ou em bombas submersas.

A Figura 33 representa uma bomba com eixo vertical com rotor em balanço.

Figura 33 – Bomba com eixo vertical



Classificação de acordo com o tipo de carcaça

A carcaça é a parte da bomba onde estão instalados seus componentes e onde é acumulado o líquido retirado do reservatório de sucção para ser bombeado. A carcaça da bomba pode ser aberta no sentido horizontal ou vertical.

A carcaça da bomba é classificada em três tipos:

- bipartida, aberta pela parte frontal, no sentido vertical;
- bipartida, aberta pela parte superior, no sentido horizontal;
- multicelular.

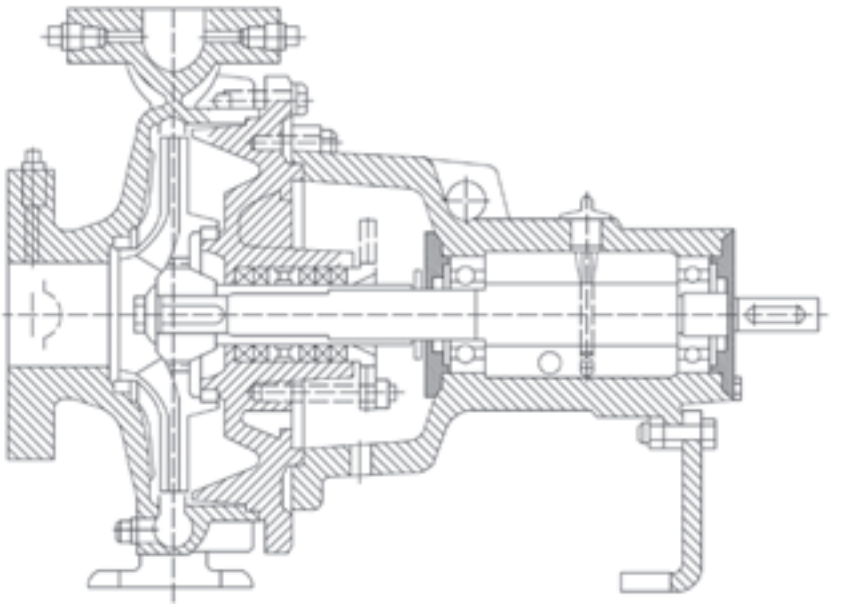
• Carcaça bipartida, aberta pela parte frontal, no sentido vertical

Essa carcaça é classificada como bipartida no sentido vertical, pelo fato de ser aberta pela tampa existente em sua parte frontal para montar e/ou desmontar seus componentes.

Esse tipo de carcaça é utilizado na produção de bomba centrífuga radial pura.

A Figura 34 mostra a carcaça com tampa do corpo fixada em sua parte frontal, em corte transversal.

Figura 34 – Carcaça com tampa fixada na parte frontal



• Carcaça bipartida, aberta pela parte superior, no sentido horizontal

Essa carcaça é classificada como bipartida no sentido horizontal, por ser aberta pela tampa existente em sua parte superior para montar e/ou desmontar seus componentes.

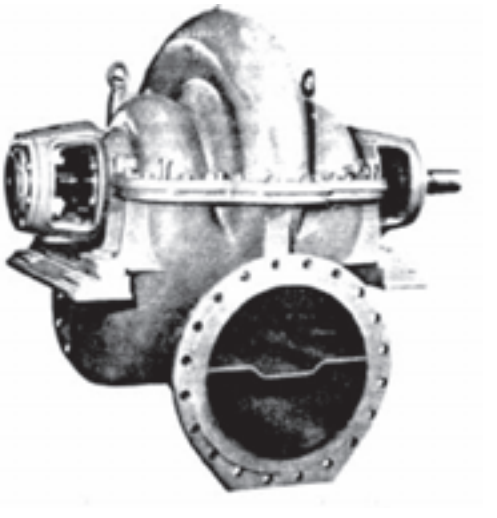
As carcaças bipartidas no sentido horizontal com abertura pela sua parte superior são usadas na maioria das bombas horizontais com mancais nas extremidades do eixo.

Esse tipo de carcaça é usado em bombas para atender à necessidade de grande vazão de líquido e o rotor que a compõe é do tipo radial de fluxo duplo.

Ela apresenta, ainda, grande facilidade em sua manutenção que é feita a partir da remoção da tampa superior, o que permite fácil acesso aos seus componentes.

A Figura 35 apresenta uma bomba bipartida com abertura pela tampa superior, no sentido horizontal.

Figura 35 – Carcaça bipartida aperta pela parte superior



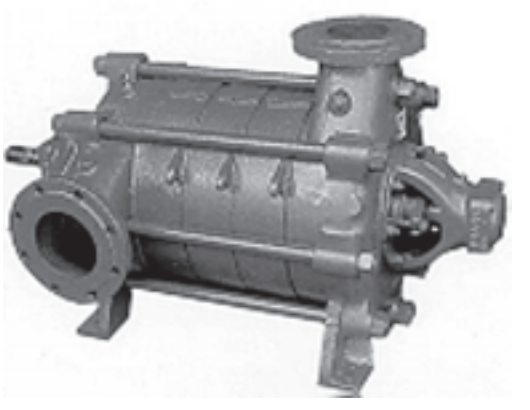
• Carcaça multicelular

A carcaça multicelular, assim chamada por ter sua parte interna dividida em compartimentos isolados, unidos externamente por intermédio de tirantes.

Esse tipo de carcaça é utilizado em bombas cujo projeto de instalação requer alturas elevadas de descarga. A abertura desse tipo de carcaça é feita lateralmente no sentido vertical.

Observe, na Figura 36, uma bomba com carcaça multicelular.

Figura 36 – Carcaça multicelular



Voltando ao desafio

O síndico do condomínio ainda tem muitas dúvidas sobre qual tipo de bomba centrífuga deve ser utilizada para substituição da bomba que leva água da caixa inferior até a caixa superior.

No primeiro momento, podemos pensar que qualquer bomba centrífuga de simples estágio será suficiente, pois se trata de um prédio residencial pequeno, com apenas dez apartamentos, cujo consumo de água não deve ser muito elevado e isso exige uma bomba de baixa vazão, capaz de elevar a água a uma altura razoavelmente pequena (a laje do quinto andar). Cuidado com essa conclusão!

Com certeza, uma bomba centrífuga de simples estágio será muito conveniente para esse condomínio, porém, qual o melhor modelo de bomba, que possa elevar a água com a vazão e altura desejada e que possua uma melhor eficiência energética, com menor consumo de energia, concluiremos estudando os próximos capítulos.

Resumindo

De acordo com a finalidade de aplicação, as bombas centrífugas radiais possuem uma característica construtiva, que pode ser utilizada para a sua classificação. Destas, estudamos as mais significativas tais como: quantidade de rotores, número de entrada de aspiração, tipos de rotor, posição do eixo e tipo de carcaça.

Aprenda mais

A familiarização com os assuntos que você estudou neste capítulo e o aumento de seus conhecimentos depende somente de sua curiosidade. Acostume-se a folhear catálogos de bombas que você pode solicitar às empresas fabricantes. Leia-os com atenção e obtenha informações muito importantes quanto às suas características construtivas e limites de funcionamento.

Os catálogos podem ser obtidos, via Internet nos *sites* dos fabricantes.

Capítulo 3

COMPONENTES DA BOMBA CENTRÍFUGA DE SIMPLES ESTÁGIO

Iniciando nossa conversa

No capítulo anterior, você estudou as diversas maneiras como as bombas centrífugas podem ser classificadas.

Neste capítulo, você vai estudar quais são os principais componentes da maioria das bombas centrífugas radiais puras de simples estágio.

Objetivo

O objetivo de estudo deste capitulo é identificar os principais componentes da bomba centrífugas simples, que são:

- rotor;
- eixo;
- sistemas de vedação;
- mancais;
- acoplamento.

Um desafio para você

O síndico do condomínio Jardim das Rosas foi informado por uma empresa de manutenção condominial que a bomba deve ter, sempre que necessário, o nível de seu óleo lubrificante completado e substituído após algum tempo de funcionamento. Essa empresa também disse ao síndico que a bomba deve apresentar, quando em funcionamento, um pequeno e constante gotejamento de água na sua parte traseira, junto ao seu eixo de interligação com o motor elétrico.

O síndico está em dúvida se estas providências são mesmo necessárias, pois ele imagina que a bomba, uma vez funcionando, não necessitará mais de óleo lubrificante e que é um desperdício deixar um gotejamento de água constante.

Levando em conta a relação custo-benefício, oriunda da lubrificação e do gotejamento de água durante o funcionamento da bomba e após ler este capítulo, diga se o síndico está com razão em questionar esse desperdício.

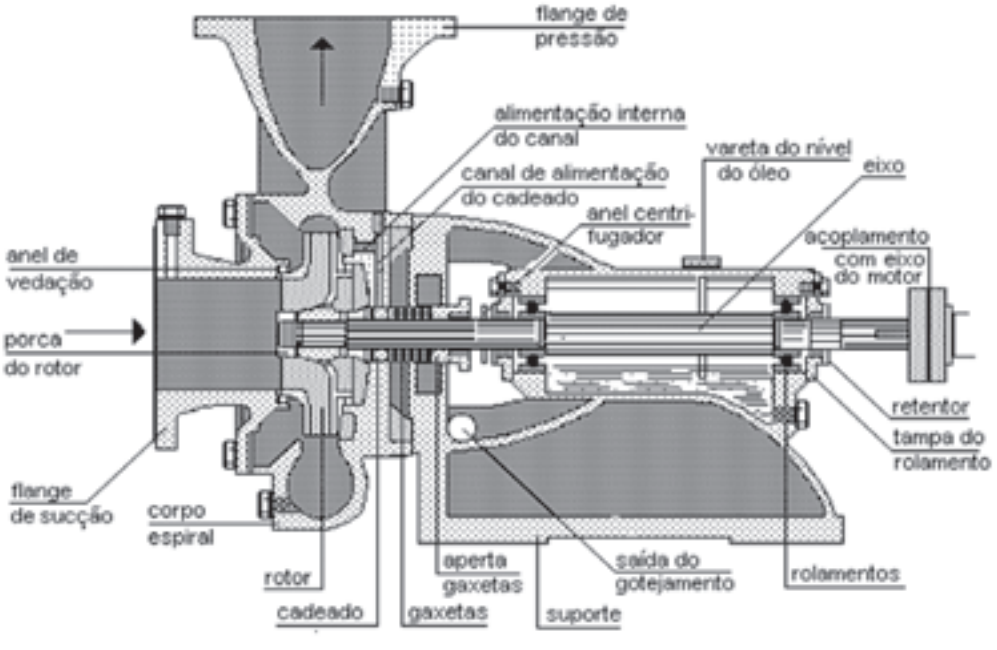
Continuando nossa conversa

Bomba centrífuga de simples estágio: componentes

Dentre os tipos de bombas centrífugas estudadas no capítulo anterior, serão objetos de estudo neste capitulo os principais componentes de uma bomba centrífuga horizontal, com rotor em balanço, de simples estágio e motor separado por suporte de mancal, ou seja, uma bomba centrífuga radial pura.

Confira, na Figura 37, o esquema em corte transversal, de uma bomba centrifuga radial pura. Com apoio das legendas veja seus principais componentes.

Figura 37 – Componentes da bomba centrífuga radial pura

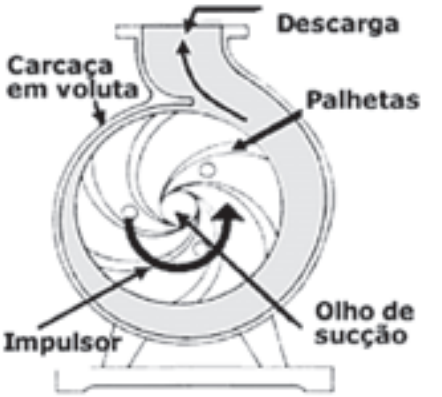


O estudo dos componentes ilustrados na figura será iniciado pelo rotor.

Rotor

O rotor, também conhecido como *impelidor*, como já foi descrito anteriormente, é um componente giratório da bomba que é construído de uma forma tal que, ao girar em alta velocidade, desloca o líquido bombeado até uma altura de recalque determinada. O rotor é dotado de pás (palhetas, hélice) que recebem o líquido pelo seu centro e o expulsam pela sua periferia, devido à ação da força centrífuga. Veja ilustração a seguir.

Figura 38 – Rotor dentro da carcaça da bomba



Os rotores de uso mais comuns nas instalações hidráulicas são classificados em:

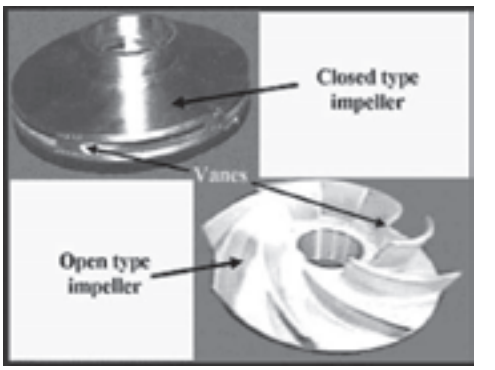
- rotor fechado;
- rotor aberto.

O rotor fechado é aquele cujas hélices são internas ao corpo do rotor.

Rotor aberto é o que tem as hélices expostas na parte externa do corpo do rotor.

A Figura 39 mostra um rotor fechado e um aberto:

Figura 39 – Rotor fechado e rotor aberto



Eixo

A função básica do eixo é transmitir a força, conhecida como *torque*, recebida do motor elétrico para manter a bomba em funcionamento. Outra função do eixo é suportar o rotor e outras partes rotativas da bomba.

Observe, nas próximas figuras, os desenhos esquemáticos do eixo de uma bomba, com o rotor em balanço e, do rotor apoiado entre mancais.

Figura 40 – Eixo de uma bomba com o rotor em balanço.

eixo de uma bomba
com rotor em balanço

Figura 41 – Eixo de uma bomba com o rotor entre mancais

eixo de uma bomba
com rotor entre mancais

O eixo possui uma luva protetora cuja função principal é protegê-lo contra o desgaste provocado pelo atrito repetitivo da gaxeta.

A luva protetora, que gira com o eixo, é fixada a ele de forma axial, por meio de chavetas ou rosqueadas ao eixo.

Atenção!

Não são todas as bombas que têm luva protetora em seu eixo.

A Figura 42 mostra os dois tipos de fixação de uma luva protetora do eixo.

Figura 42– Luvas protetoras do eixo

Sistemas de vedação

O sistema de vedação da bomba centrífuga tem a finalidade de evitar que o fluido bombeado vaze pelo espaço existente entre o eixo e a carcaça da bomba. Basicamente utilizamos dois tipos de sistemas de vedação.

- por gaxeta;
- por selo mecânico.

Vedação por gaxeta

A gaxeta tem como principal função evitar a passagem da água do interior da carcaça, onde se encontra o rotor, para os pontos em que o eixo passa por dentro da caixa ou gaveta de gaxeta.

As gaxetas são feitas de material facilmente moldável e plástico, que possam ser convenientemente ajustados. São construídas de fios trançados de fibras vegetais (juta, rami, algodão), fibras minerais (amianto) ou fibras sintéticas. Devem resistir ao calor e ao atrito com o eixo ou com a luva protetora do eixo e são especificadas pelo fabricante, de acordo com o fluido a ser bombeado, a temperatura, a pressão e o ataque químico.

Sua função varia se a instalação da bomba está acima ou abaixo do tanque de sucção. Conheça essa variação de função no quadro a seguir.

Localização	Pressão	Função
Bomba alojada acima do tanque de sucção.	A pressão no interior da carcaça da bomba é inferior à pressão atmosférica do ambiente onde ela está instalada.	A diferença de pressão possibilita a entrada de ar para dentro da bomba e o vazamento de água.
Bomba alojada abaixo do tanque de sucção.	A pressão no interior da bomba é superior à pressão atmosférica no ambiente onde está instalada a bomba.	A diferença de pressão possibilita que ocorra vazamento de água para fora da bomba.

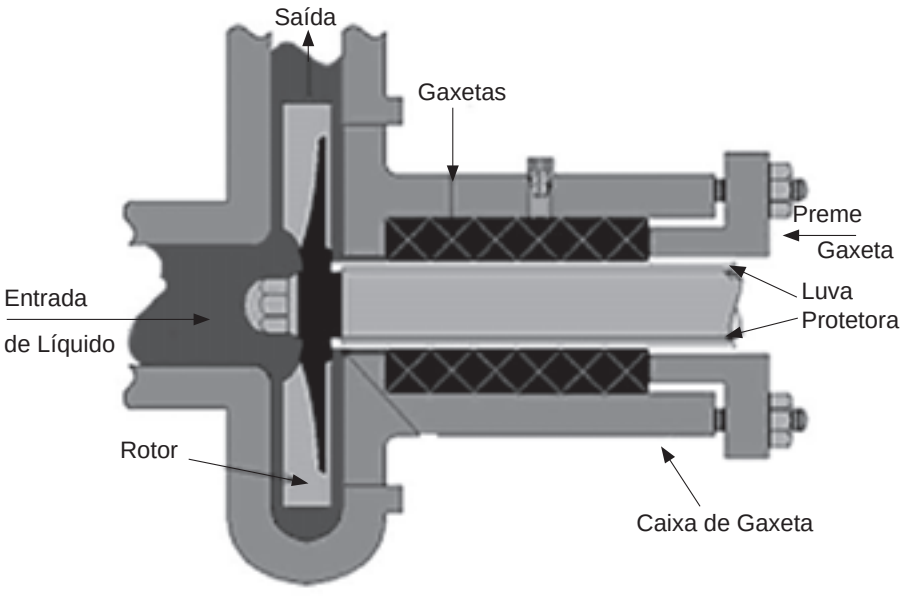
A função da gaxeta é evitar a entrada de ar e o vazamento de água na bomba.

Em uma bomba centrífuga radial pura de simples estágio, a caixa de gaxetas usualmente tem o formato de uma caixa cilíndrica que acomoda certo número de anéis de gaxetas em volta do eixo ou da luva de eixo. Esse anel é comprimido pelo ajuste feito por intermédio do componente denominado *preme gaxeta*, *sobreposta* ou *aperta-gaxeta*.

Atenção!

As gaxetas nunca vedam totalmente o sistema contra um gotejamento necessário. As gaxetas devem permitir que haja um mínimo vazamento da ordem 30 a 60 gotas por minuto para possibilitar a lubrificação e auxiliar a manter as gaxetas com a temperatura adequada.

Figura 43 – Desenho em corte representando a caixa de gaxeta



O controle do gotejamento é feito pelo maior ou menor aperto dos anéis de gaxeta por intermédio da preme gaxeta. Como as gaxetas são de natureza semi-plástica, amoldam-se mais com o aperto e tendem a controlar o gotejamento.

A vedação do eixo por engaxetamento só pode ser feita para pressões até 155mca (lê-se cento e cinqüenta e cinco metros de coluna de água) entrada da caixa de gaxeta. Para pressões maiores, devem ser utilizados selos mecânicos.

Quando o líquido bombeado for inflamável, corrosivo, explosivo, tóxico ou quando é exigido que não sejam permitidos vazamentos, é necessário o uso de *selos mecânicos*.

Fique ligado!

A água que está sendo bombeada atua, por intermédio do gotejamento, como lubrificante e fluido de arrefecimento, não permitindo o desgaste prematuro das gaxetas e da luva protetora do eixo. O aperto excessivo das gaxetas, para controlar o gotejamento, além de danificar a gaxeta e a luva protetora do eixo, irá requerer uma maior potência de funcionamento da bomba e, conseqüentemente, um maior consumo de energia.

Vedação por selo mecânico

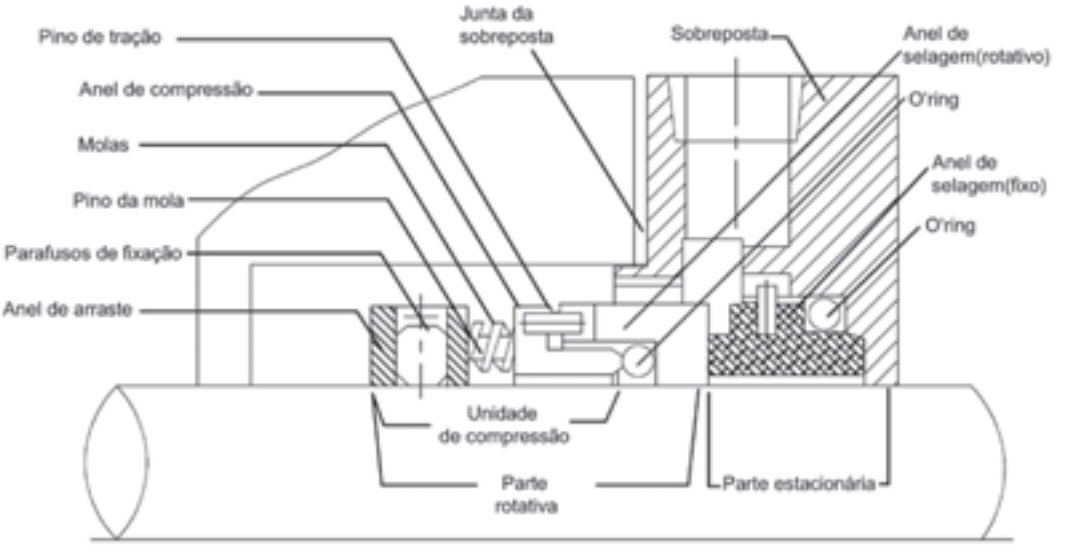
O selo mecânico tem como principal função evitar totalmente o vazamento de água na bomba. Com esse método de vedação não ocorre o gotejamento, como é necessário ao usar a gaxeta.

O uso do selo mecânico, pela absoluta impossibilidade de ocorrer vazamento, é válido quando o fluido a ser bombeado é um combustível como álcool e a gasolina, entre outros, ou quando a pressão na entrada da caixa de gaxeta for superior a 155mca (cento e cinqüenta e cinco metros de coluna de água).

Nos casos em que a vedação por gaxeta atenda perfeitamente às condições de bombeamento, a opção por bomba com vedação por meio de selo mecânico tem-se mostrado inviável ao se levar em conta a relação custo-benefício da escolha.

A Figura 44 mostra um desenho esquemático da aplicação do selo mecânico numa bomba.

Figura 44– Selo mecânico instalado em uma bomba



Fique ligado!

O selo mecânico deve ser instalado segundo as recomendações de ajuste e balanceamento indicados no manual técnico do fabricante da bomba. Caso contrário, poderá ocorrer vazamento excessivo do fluido bombeado. Além disso, também pode haver atrito desnecessário sobre o assento da bomba, o que, conseqüentemente, gera maior consumo de energia.

Mancal

O mancal é um elemento da bomba que tem por função manter o correto alinhamento do conjunto rotativo em relação às partes estacionárias, sob cargas radiais e axiais. Os mancais são destinados a adequar o posicionamento axial.

A bomba centrífuga, dependendo do seu tipo e da sua aplicação, pode utilizar dois tipos de mancais:

- de rolamento;
- de deslizamento.

Mancal de rolamento

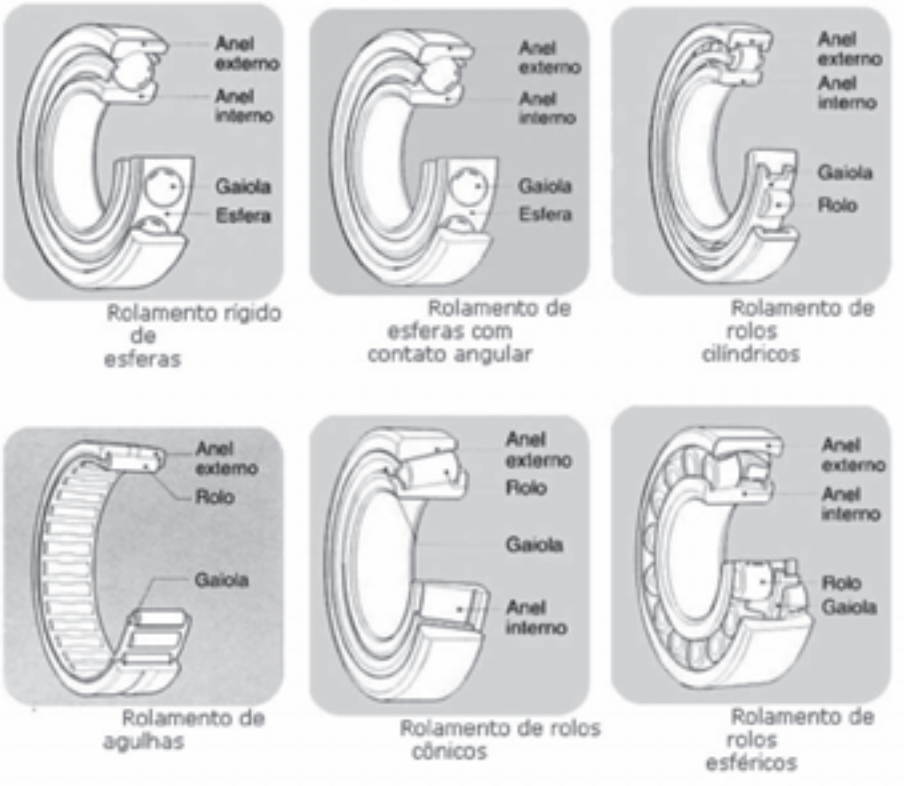
O mancal de rolamento é usado para diminuir, ao máximo possível, os efeitos nocivos do atrito entre a superfície do eixo e dos seus apoios.

Esse tipo de mancal tem muita durabilidade e inúmeras aplicações, entre outras em bombas hidráulicas, veículos automotores, motores elétricos, máquinas operatrizes.

A escolha entre os diferentes tipos de mancal de rolamento utilizados em uma bomba hidráulica pertence ao fabricante da bomba.

A seguir são mostrados alguns rolamentos normalmente utilizados em bombas centrífugas.

Figura 45 – Tipos de rolamentos usados em bomba centrifuga



Mancal de deslizamento

Embora os mancais de rolamento tenham ampliado bastante o seu campo de aplicação, ainda encontramos uma série de situações em que a preferência é pelo mancal de deslizamento, também conhecido como *mancal de escorregamento*.

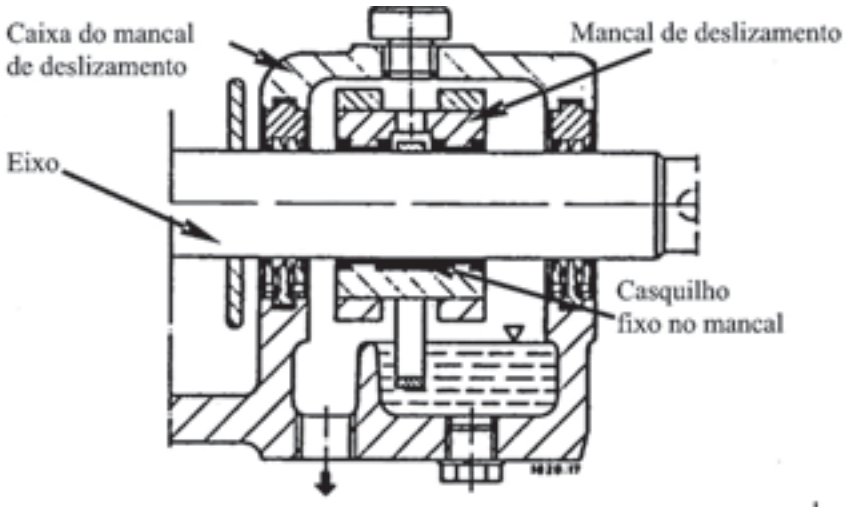
O mancal de deslizamento tem diversas aplicações, tais como:

- bombas usadas para executar serviços severos;
- bombas de alta pressão e de múltiplos estágios;
- bombas grandes, com eixo de grande diâmetro e que trabalham por períodos longos em alta rotação.

Por economia, em certos casos, o mancal de deslizamento é usado, por exemplo, em bomba centrífuga radial pura operando com líquidos limpos, uma vez que o custo de um mancal de deslizamento é menor do que o do mancal de rolamento.

A Figura 46 mostra o desenho esquemático de um mancal de deslizamento instalado em uma bomba., em corte transversal.

Figura 46 – Eixo montado em um mancal deslizante



Lubrificação do mancal

A lubrificação do mancal, de rolamento ou deslizamento, além de propiciar outros benefícios, tem os seguintes objetivos:

- reduzir o atrito entre o eixo e o mancal;
- auxiliar na dissipação do calor gerado pelo atrito produzido;
- proteger o mancal contra corrosão.

A lubrificação é um assunto tão importante e complexo que todo fabricante, em seus catálogos, sempre dedica detalhes e recomendações de lubrificação para seus produtos, associando o lubrificante ao tipo e natureza do fluido a ser bombeado, a vazão fornecida e a pressão que ela consegue desenvolver.

Fique ligado!

O fabricante da bomba ou o do rolamento sempre indica o intervalo de tempo entre cada lubrificação. Obedecer aos critérios para escolha de lubrificante e seu intervalo de substituição reduz consumo de energia. Além disso aumenta a vida útil da bomba.

O óleo e as graxas lubrificantes, bem como a lubrificação, podem ser estudados em literatura especializada sobre o assunto, como livros que tratam de fundamentos de lubrificação.

Fique ligado!

Quanto maior o atrito entre o eixo e o mancal, maior será a força que o motor terá de mover e maior o consumo de energia elétrica.

O procedimento para substituição de lubrificante dos mancais está descrito no capitulo *Manutenção*.

Suporte do mancal

O suporte de mancal ou cavalete de mancal é o local do corpo da bomba centrífuga onde o mancal será fixado.

A bomba centrífuga radial de simples estágio com suporte de mancal é normalmente do tipo *back-pull-out*. Isso significa que o suporte do mancal junto com o rotor é desmontável por trás, sem ser necessário remover a carcaça da bomba do lugar onde está instalada e nem soltar as tubulações de sucção e recalque.

As Figuras 47 e 48 mostram desenhos esquemáticos em transversal. A primeira mostra um suporte de mancal bomba *back-pull-ou* e a segunda, um cavalete de mancal.

Figura 47– Suporte de mancal de bomba

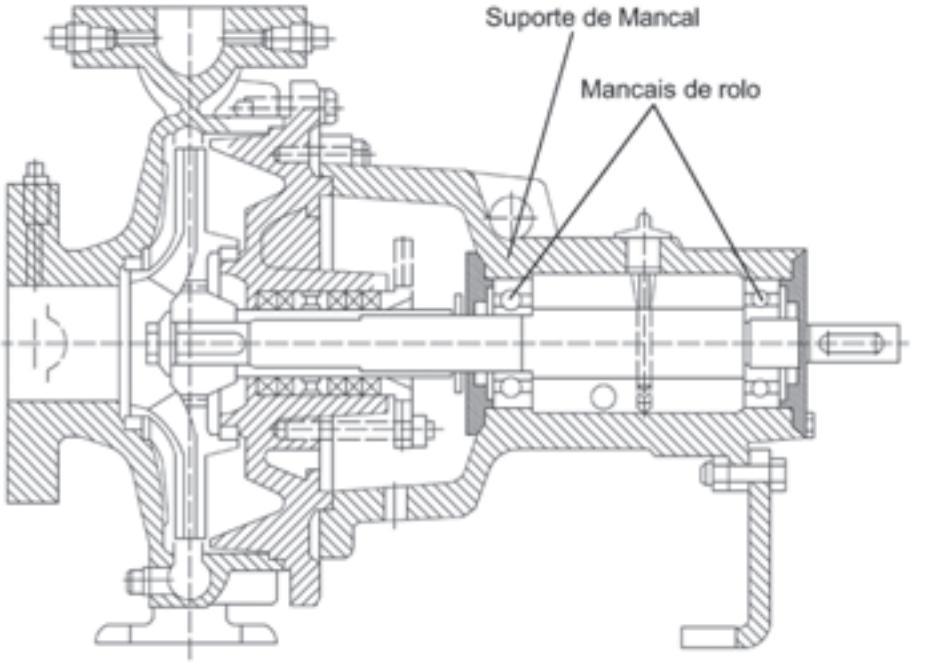
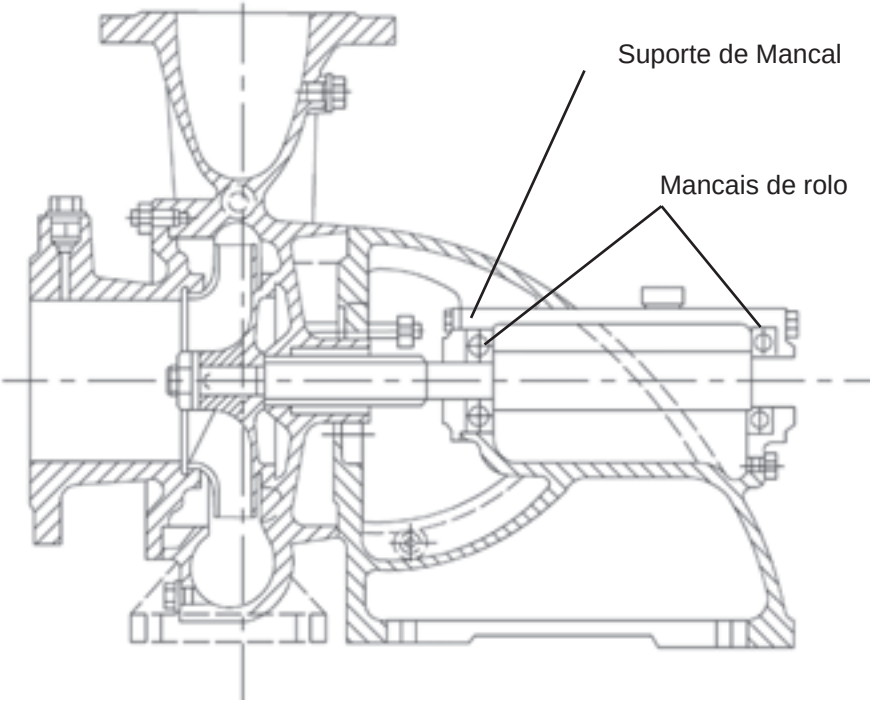


Figura 48 – Cavalete de mancal de bomba



Anéis de desgaste

Na maioria das bombas, os anéis de desgaste são peças montadas apenas na carcaça. Em alguns casos, ele é fixado apenas no rotor (girante) e, em outros, tanto na carcaça quanto no rotor.

Mediante pequena folga operacional, os anéis fazem a separação entre regiões onde imperam as pressões de descarga e sucção, impedindo, assim, um retorno exagerado de líquido da descarga para a sucção.

Os anéis são peças de pequeno custo e que evitam o desgaste e a necessidade de substituição de peças mais caras, como, por exemplo, o rotor e a carcaça.

Bombas comuns para serviços leves, produzidas em série, não possuem anéis de desgaste. A própria carcaça e o rotor possuem superfícies ajustadas de tal forma que a folga entre essas peças é pequena. Quando a folga aumenta, pode-se reusinar o rotor ou a carcaça e colocar anéis, refazendo assim as folgas originais.

Em bombas de maior porte, tanto a carcaça como o rotor e, em alguns casos, em ambos, podem ser fornecidos com anéis de desgaste. Os anéis são substituídos quando a folga diametral excede os limites definidos nos manuais de serviço do fabricante

A Figura 49 mostra a foto de um anel de desgaste.

Figura 49 – Anel de desgaste

O tipo do formato geométrico do anel de desgaste depende do projeto da bomba e do líquido bombeado. Em casos especiais, o fabricante pode fornecer um anel de desgaste projetado especialmente para o caso.

O catálogo do fabricante da bomba fornece os detalhes de montagem, sua aplicação e, dependendo das características do fluido bombeado, as folgas e tolerâncias para o anel de desgaste da bomba fornecida por ele.

Nas próximas ilustrações você pode ver num desenho em corte, na Figura 50, um anel de desgaste montado na carcaça e na Figura 51 o anel de desgaste fora da carcaça.

Figura 50 – Anel de desgaste montado na carcaça

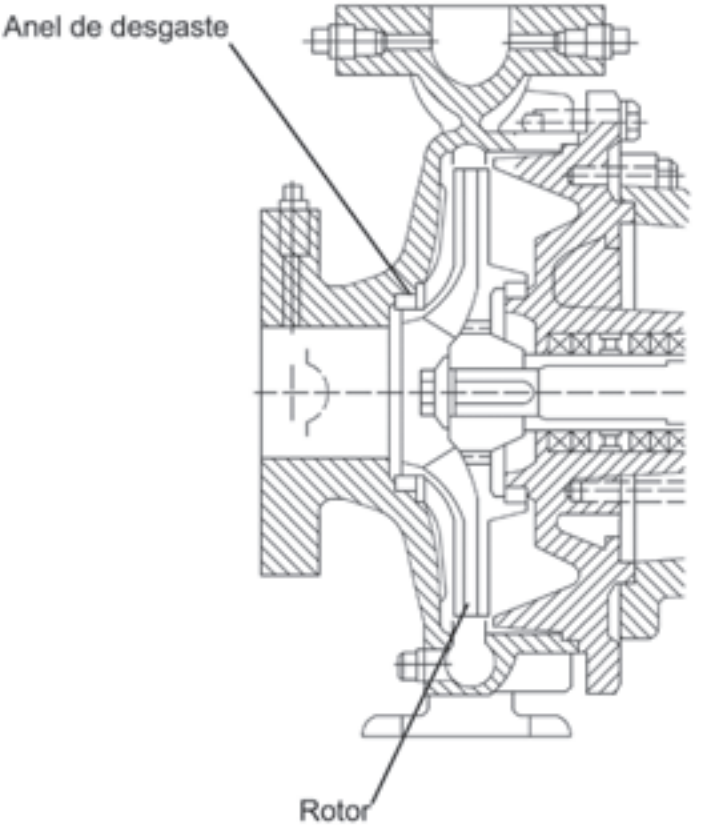
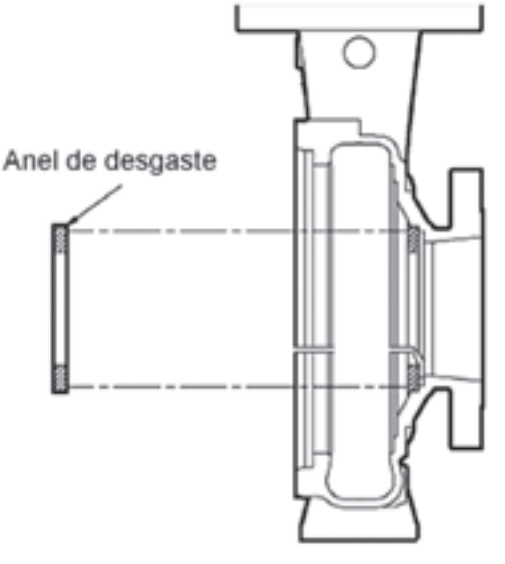


Figura 51 – Anel de desgaste fora da carcaça



Fique ligado!

Conforme aumenta a folga diametral dos anéis de desgaste, nota-se uma redução na eficiência da bomba, ou seja, aumenta o retorno de líquido da descarga para a sucção da bomba. Isso implica consumo desnecessário de energia.

Atenção!

Como o anel de desgaste influencia diretamente na eficiência da bomba e seu consumo de energia, há necessidade de sua substituição periodicamente. Esses intervalos devem estar previstos no plano de manutenção, constante do catálogo técnico do fabricante da bomba.

Acoplamentos

Os eixos das bombas são conectados aos eixos dos seus acionadores por meio de acoplamentos, exceto para bombas muito pequenas, de projeto compacto, onde o impelidor é montado na extensão do eixo do acionador.

Nas bombas maiores, é por intermédio do acoplamento que o motor elétrico transmite o movimento de rotação, também denominado de *torque* ao conjunto rotativo da bomba.

Embora diferentes no aspecto físico, todos os acoplamentos são constituídos basicamente dos seguintes componentes:

- cubos ou luvas, que são normalmente enchavetados no eixo;
- peça amortecedora;
- capa externa de proteção e de retenção do lubrificante, no caso dos acoplamentos lubrificados.

O acoplamento pode ser, entre outros:

- rígido;
- flexível tipo fita de aço;
- flexível com pinos amortecedores;
- flexível de dentes arqueados.

Os acoplamentos que não permitem movimento relativo dos eixos, sejam eles axiais ou radiais, são chamados de *acoplamentos rígidos*.

Esse tipo de acoplamento funciona de forma similar a um par de flanges, conectando rigidamente os eixos que passam a operar como um eixo único.

São usados em bombas de pequenas rotações e bombas verticais.

A Figura 52 mostra um acoplamento rígido.

Figura 52 – Acoplamento rígido

O acoplamento flexível tipo fita de aço permite um pequeno movimento relativo e, em operação, são capazes de absorver pequenos desalinhamentos.

Atenção!

Os acoplamentos flexíveis não suportam erros de alinhamento.

Qualquer desalinhamento é indesejável, não devendo ser tolerado permanentemente, pois ele:

- aumenta os esforços;
- prejudica os mancais;
- causa a falha do equipamento.

A Figura 53 mostra a foto de um acoplamento flexível tipo fita de aço.

Figura 53 – Acoplamento flexível tipo fita de aço

O *acoplamento com pino amortecedor* também pertence à classe de acoplamentos flexíveis, no qual uma das luvas possui vários furos em que são colocados pinos revestidos de borracha ou de outro material flexível. Esses pinos são presos a outra luva e são responsáveis pela flexibilidade de acoplamento.

A Figura 54 mostra a foto de um acoplamento com pino amortecedor.

Figura 54 – Acoplamento com pino amortecedor

No *acoplamento de dente arqueado*, a flexibilidade é obtida com o uso de um conjunto de dentes de engrenagem, na parte central do eixo do acoplamento. Os dentes de engrenagem encaixam-se em uma cremalheira localizada na parte central do acoplamento.

A Figura 55 mostra um acoplamento de dente arqueado.

Figura 55 – Acoplamento de dentes arqueados

Fique ligado!

Um acoplamento desalinhado, além de forçar os mancais da bomba e do motor elétrico, necessita de uma maior potência de funcionamento. Isso requer um maior consumo de energia elétrica. O manual do fabricante fornece detalhes de como alinhar o mancal.

Apesar das peças da bomba serem manufaturadas pelo seu fabricante, é de interesse prático estudar a adequação das peças para que a bomba trabalhe com a potência máxima de operação, na velocidade especificada, a fim de que se obtenha o uso mais econômico da energia necessária ao seu funcionamento.

Fique ligado!

Alinhar o mancal refere-se ao alinhamento do eixo do motor elétrico com o eixo da bomba. É conseguido com o alinhamento dos acoplamentos, já que estes se encontram na ponta de ambos os eixos.

O assunto *alinhamento dos acoplamentos* será novamente abordado no capítulo Instalação.

Voltando ao desafio

O síndico do condomínio Jardim das Rosas deseja substituir a bomba centrífuga em uso. Também tem a curiosidade de saber se é necessário que a bomba centrífuga seja constantemente verificada e o seu óleo lubrificante substituído. Pensa, ainda, que o gotejamento constante da bomba é um desperdício.

A melhor solução que você poderá dar ao síndico até este momento é recomendar que ele deve manter o nível de óleo nos mancais de rolamentos, pois, se o nível ficar abaixo do normal, isso resultará em lubrificação inadequada e desgastes prematuros. Com relação à substituição do óleo lubrificante, informe que, segundo o manual do fabricante, o óleo lubrificante deve ser trocado após um determinado tempo de uso.

O desgaste do mancal, além de levar à sua quebra, exigirá maiores potências para manter a bomba em funcionamento e uma maior potência necessita de um maior consumo de energia.

O gotejamento na parte traseira da bomba, junto ao eixo, refere-se à caixa de gaxetas. Estas devem permitir que haja um vazamento mínimo da ordem 30 a 60 gotas por minuto para possibilitar a lubrificação do eixo com a água e auxiliar a manter as gaxetas com a temperatura adequada. Portanto, mostre ao síndico que estes procedimentos não são desperdícios.

Resumindo

Os componentes de bombas tratados nesse capítulo foram: rotor e eixo, sistemas de vedação, mancal e acoplamentos.

Nesse capítulo, você estudou, ainda as características e o emprego de cada um desses componentes.

Aprenda mais

Como já foi dito nos capítulos anteriores, consultar catálogos de fabricantes de bombas é um bom meio para obter mais informações sobre as partes constituintes de uma bomba.

Veja nas referências bibliográficas, várias indicações de livros e endereços de *sites* na internet que você poderá consultar.

Capítulo 4

PERDA DE CARGA

Iniciando nossa conversa

Em uma rede hidráulica, o perfeito dimensionamento e a correta instalação das tubulações, acessórios e bombas resultarão em um sistema com menores custos de manutenção e com um consumo de energia adequado.

Os diversos defeitos que ocasionam a necessidade de manutenção em uma bomba e seus componentes podem ocorrer devido a problemas de um projeto hidráulico mal executado e que gerou uma instalação com tubulações e acessórios indevidos.

Quando uma instalação é mal dimensionada, com uma bomba inadequada, pode acarretar um desgaste prematuro da bomba, com um aumento da sua potência consumida, o que representa uma perda de energia elétrica desnecessária.

Convém a você que está estudando esse assunto ter noções do dimensionamento de uma instalação, para analisar os problemas de manutenção que ocorrem sucessivamente com a mesma bomba.

A perda de carga é um dos conceitos de maior importância para se entender os conceitos envolvidos no funcionamento de uma rede hidráulica.

Nesses tempos de aquecimento global e mudanças climáticas, nossa preocupação deve ser atingir o maior nível possível de conservação de energia por meio da utilização de máquinas, equipamentos e aparelhos com alta eficiência energética. Nesse contexto, a perda de carga é um problema muito grave a ser resolvido.

Esse será o assunto deste capítulo.

Objetivos

Com o estudo deste capítulo, temos como objetivos:

- determinar qual é o melhor diâmetro nominal (D_N), para uma determinada vazão de água, em função de uma recomendação da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas);
- calcular o comprimento equivalente da tubulação (L_{EQU}) incluindo as válvulas, registros e conexões que compõem uma instalação hidráulica;
- determinar a velocidade da água no interior da tubulação;
- calcular a perda de carga (ΔP) da instalação hidráulica.

Um desafio para você

O síndico do Condomínio Jardim das Rosas ainda não substituiu a bomba centrífuga que leva água da caixa inferior até a caixa superior.

O vendedor de uma loja de materiais hidráulicos informou ao síndico que ele deveria verificar a vazão de água proporcionada pela bomba, pois, para que a bomba apresente o melhor desempenho possível, é preciso ter em mente que, para cada diâmetro de tubo, deve passar uma vazão de água máxima pré-determinada.

O vendedor informou ainda que, além da vazão de água necessária para encher a caixa de água superior, a bomba também deverá ser capaz de ter uma pressão manométrica suficiente para levar a água até a altura da laje do quinto andar. Para isso, é necessário considerar também as perdas de carga causadas pelo comprimento da tubulação e pelos acessórios.

O vendedor da loja está correto ou, ao somar a perda de carga com a altura de elevação da coluna de água, está equivocado no dimensionamento de uma bomba de água de maior capacidade?

Você vai descobrir a resposta correta estudando este capítulo

Continuando nossa conversa

Perda de carga (ΔP)

Você sabia que:

- a perda de carga é uma perda de energia do sistema hidráulico?
- a perda de carga acarretará um maior consumo de energia elétrica durante o funcionamento da bomba?
- que o diâmetro da tubulação de água de uma instalação hidráulica possui uma relação com a vazão de água que ele pode transportar?
- que essa vazão gerará uma velocidade da água dentro da tubulação?
- que essa velocidade causa uma perda de carga?

Vamos, então, estudar essas relações de valores.

Inicialmente, vamos descobrir o que é perda de carga. Trata-se da denominação dada à perda de pressão que ocorre dentro de uma tubulação quando um fluido se desloca no seu interior. Isso acontece porque sempre que um fluido se desloca no interior de uma tubulação ocorre uma turbulência e um atrito desse fluido com as paredes internas desta tubulação, ocorrendo uma perda de pressão.

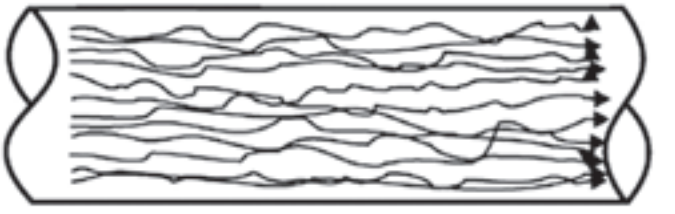
A perda de pressão corresponde a uma perda de energia hidráulica, que resultará em um maior consumo de energia elétrica.

Fique ligado!

Turbulência, ou regime turbulento, é o movimento desordenado das partículas do fluido no interior da tubulação. Quanto maior for a velocidade de deslocamento do fluido na tubulação, maior será a turbulência e quanto maior for a turbulência, maior será a perda de carga, com a conseqüente perda energética.

Na Figura 56 está representada uma tubulação com a turbulência do líquido no seu interior.

Figura 56 – Líquido turbulento no interior da tubulação



O fenômeno da perda de carga faz com que a pressão que existe no interior da tubulação vá diminuindo gradativamente à medida que o fluido vai se deslocando. Essa diminuição da pressão é conhecida como perda de carga representada pela notação ΔP. (lê-se "delta P").

Fique ligado!

A perda de carga corresponde a uma resistência à passagem do fluxo do fluido dentro da tubulação. Essa resistência diminui a altura em que o fluido bombeado pode ser elevado, com conseqüente aumento de potência consumida, já que a perda de carga provoca um aumento de consumo de energia elétrica.

Tubulação

O perfeito serviço de uma bomba depende das dimensões e da correta disposição da tubulação a ser utilizada. É por meio dela que circulará o fluido que a bomba está ajudando a movimentar.

O trabalho da bomba seria fácil se todos os tubos fossem retos, sem curvas, subidas, válvulas ou registros. A tubulação, porém, não é assim. Ela sobe e desce, tem curvas e acessórios, de acordo com a necessidade do projeto hidráulico.

Por isso, além do critério econômico, deve-se considerar o tipo de fluido a ser transportado, a distância entre a bomba e o destino do fluido, a altura das subidas, a altura da sucção da bomba, a vazão do fluido, e a quantidade de acessórios hidráulicos utilizados.

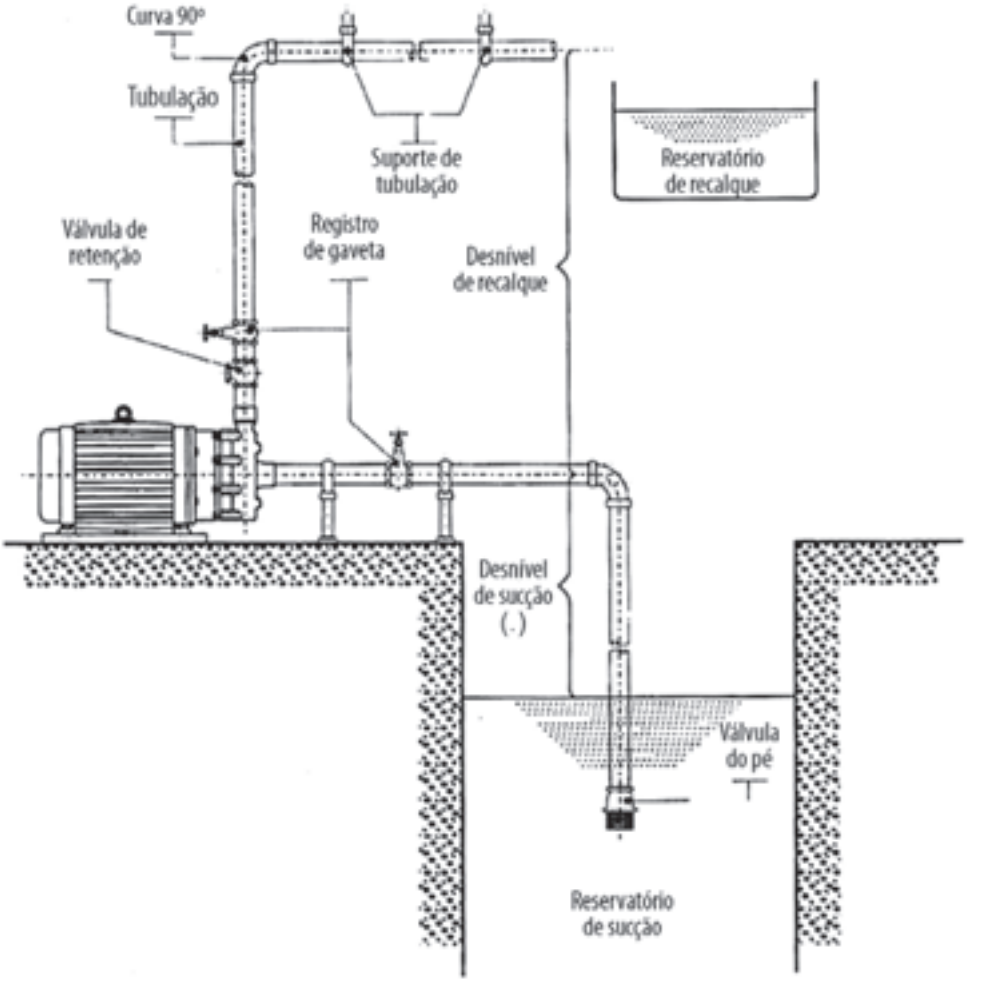
Todos esses dados têm que ser pensados porque precisamos deles para calcular a perda de carga e determinar qual a bomba que melhor atende às exigências do projeto hidráulico.

Fique ligado!

Em uma tubulação hidráulica as curvas, os registros e as válvulas são considerados *acessórios* ou *singularidades*.

Veja os acessórios indicados na Figura 57, onde está representada uma instalação de bombeamento simples.

Figura 57 – Instalação de bombeamento e seus acessórios



Dimensionamento da tubulação

Quando as tubulações de sucção e recalque são dimensionadas, além do objetivo da eficácia energética, é preciso considerar o impacto dos custos dessas tubulações. Nesse caso, quanto menor for o diâmetro da tubulação, menor será seu custo de implantação.

Entretanto, um dimensionamento incorreto do diâmetro da tubulação, com determinação de um diâmetro menor que o normalizado, resultará em aumento de velocidade do fluido. Isso causará quedas de pressão ou perda de carga nas tubulações de recalque e sucção que terão como conseqüência a perda de capacidade de bombeamento e o aumento da potência necessária, acarretando, assim, maior consumo de energia.

Fique ligado!

A mecânica dos fluidos indica que quanto maior a velocidade de um fluido dentro de uma tubulação, maior também será a perda de carga desse fluido. Dessa forma, pode-se concluir que, para diminuir a perda de carga, basta diminuir a velocidade do fluido.
Para obter uma velocidade menor no deslocamento do fluido, deve-se utilizar tubulações de maior diâmetro para manter a mesma vazão volumétrica (Q).

Vazão e velocidade

A relação entre a vazão volumétrica e a velocidade do fluido no interior da tubulação pode ser escrita como:

Vazão volumétrica = velocidade x área interna da tubulação

Isso é representado pela igualdade:

$$Q = \bar{v}.A$$

Nessa equação:

Q é a vazão volumétrica, dada em metros cúbicos por segundo (m^3/s).

$\vec{V}$ é a velocidade do fluido dentro da tubulação, dada em metros por segundo (m/s).

A é a área interna do tubo, dada em metros quadrados (m^2).

Fique ligado!

A norma NBR 6401 (*Instalações centrais de ar condicionado para conforto – parâmetros básicos de projetos – procedimentos*) apresenta na Tabela 16 – *Parâmetros máximos para seleção da tubulação de água*, a relação entre a vazão volumétrica/velocidade de deslocamento da água e o diâmetro interno da tubulação.

Cálculo da perda de carga (ΔP)

Existem diversas equações que podem ser utilizadas para o cálculo da perda de carga no interior de uma tubulação. Nesse capítulo, a perda de pressão ou perda de carga (Δ**P**) provocada pelo atrito do fluido no interior de um tubo cilíndrico, será calculada com o auxílio da equação de *Darcy-Weissbach*, também conhecida como equação universal da perda de carga.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Nessa equação:

Δ**P** é a perda de pressão, expressa em metros (m).

f é o fator de fricção, (dado encontrado em tabelas específicas).

L é o comprimento equivalente da tubulação, expresso em metros lineares (m).

D_I é o diâmetro interno da tubulação, expresso em metros lineares (m).

$\vec{V}$ é a velocidade média do fluido, expressa em metros por segundo (m/s).

g é a aceleração da gravidade, expressa por 9,8 m/s^2.

Fator de fricção (f)

O fator de fricção é o primeiro dado a ser obtido para o cálculo da perda de carga. É também conhecido como *coeficiente de perda de carga distribuída*, ou, ainda, como *fator de fricção de Moody*.

Esse fator é obtido em função da viscosidade e da velocidade do fluido no interior da tubulação, do diâmetro e tipo de material de construção da tabela como consta nas Tabelas de *Valores de coeficiente de atrito f para tubos conduzindo água*.

Veja, neste material, o capítulo Anexos – Tabelas, onde essas tabelas estão referenciadas como 11 e 12.

Fique ligado!

As tabelas dos *Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzindo água são referentes a valores de fator de fricção (f) de tubos de aço forjado, aço galvanizado, cobre e PVC, conduzindo água*, em tubos de diferentes diâmetros e velocidades de deslocamento da água no tubo.

Para determinar o fator de fricção (f) de tubos de diferentes materiais ou com fluidos diferentes da água, como por exemplo, petróleo bruto, resina sintética e combustível entre outros, devemos utilizar cálculos que constam em literatura sobre mecânica dos fluidos.

Comprimento equivalente (L_{EQU})

O dado seguinte é o comprimento equivalente (L_{EQU}). Por que é um dado importante? Porque nunca uma tubulação de transporte de fluido é totalmente reta e, mesmo que assim fosse, ainda haveria perda de carga, por causa do fator de fricção que você estudou no item anterior.

Além disso, a tubulação sempre terá curvas, válvulas, cotovelos, registros que se transformam em barreiras ainda maiores para a circulação do fluido, contribuindo para a perda de carga.

As curvas, cotovelos, registros e válvulas de uma tubulação são chamados de *acessórios* ou *singularidades*.

Todas as tubulações têm um comprimento que pode ser medido em seus trechos retos com o auxílio de uma trena. O comprimento obtido com essa medição define o comprimento real da instalação. Todavia, as curvas, válvulas, cotovelos e registros também têm que ser medidos, pois, como já vimos, exercem um papel importante na perda de carga.

A representação da perda de carga em uma singularidade apresentada como se fosse um tubo reto é conhecida como *comprimento equivalente*.

Assim como o fator de fricção, esse também é um dado de tabela que pode ser obtido nas tabelas *Comprimento equivalente de válvulas e conexões para tubo de aço e Comprimento equivalente de válvulas e conexões para tubo de cobre*. Veja no capítulo de Anexos – Tabelas deste material didático.

Comprimento equivalente (L_{EQU}) de tubulação de cobre

Muitas instalações hidráulicas, sobretudo aquelas que serão empregadas para transportar água quente, são feitas com tubos de cobre.

A tabela a seguir é um exemplo para esse caso. Nela, estão relacionadas apenas curvas, com o diâmetro do tubo e o comprimento equivalente da curva.

Além disso, são indicados dois tipos de curva, uma curva de raio pequeno e uma curva de raio grande.

Diâmetro		Comprimento Equivalente (m)	
Pol	mm	Curva de raio pequeno	Curva de raio grande
3/8	10	**1,2**	**0,9**
½	12	**1,4**	**1,0**
5/8	15	**1,7**	**1,2**
¾	19	**2,0**	**1,4**
7/8	22	**2,4**	**1,6**
1 1/8	28	**0,8**	**0,6**
1 3/8	35	**1,0**	**0,7**
1 5/8	42	**1,2**	**0,8**
2 ½	54	**1,6**	**1,0**
2 5/8	67	**2,0**	**1,3**
3 1/8	79	**2,4**	**1,6**
3 5/8	92	**3,0**	**1,9**
4 1/8	105	**3,7**	**2,2**
5 1/8	130	**4,3**	**2,7**
6 1/8	156	**5,2**	**3,0**

Adaptada de: *Air conditioning and Refrigeration Institute*

É fácil perceber de maneira até intuitiva, que uma curva de raio pequeno causará uma perda de carga maior que uma curva de raio grande, ou seja, na curva de raio pequeno existe uma dificuldade maior para a água fluir, provocando uma perda de carga maior do que na curva grande. E assim, o valor da perda de carga, quando comparada a um tubo reto, representará um comprimento equivalente maior.

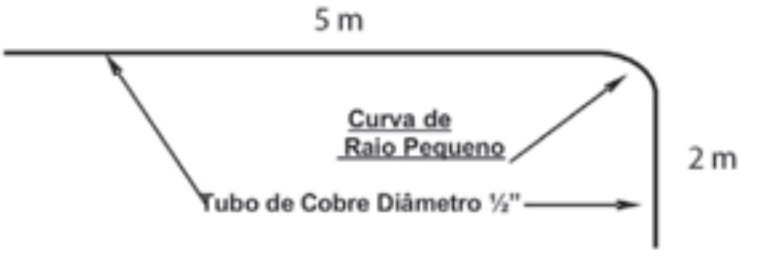
Na tabela de comprimento equivalente, pode-se verificar que uma curva de raio pequeno com diâmetro de ¾ de polegada apresenta uma perda de carga semelhante quando o fluido escoa no interior de um tubo reto do mesmo diâmetro com 2,0 metros de comprimento.

Para melhor entender o que é comprimento equivalente em uma determinada instalação hidráulica, veja o exemplo a seguir.

Exemplo 1

Observe, na Figura 58, a representação de um trecho de tubulação contendo uma curva de raio pequeno.

Figura 58 – Tubulação com uma curva de raio pequeno



Repare que o trecho apresenta um tubo de cobre de diâmetro de ½ polegada, com trechos retos de 5 metros e 2 metros, interligados por uma curva de raio pequeno. Para saber qual é o comprimento equivalente desta instalação, basta saber quantos metros a curva de raio pequeno representa.

Na tabela de comprimento equivalente mostrada anteriormente, para um tubo de ½ polegada de raio pequeno, o comprimento equivalente é de 1,4 metros. Isso significa que essa curva gerará uma perda de carga como se ela fosse um tubo reto de 1,4 metros.

Assim, o comprimento equivalente desta tubulação é de 8,4 metros, pois 5 m + 1,4 m + 2 m = 8,4 m.

Para facilitar o cálculo, quando se tratar de instalações com muitas curvas e diversos trechos retos, pode-se montar uma tabela para qualquer instalação. Nesse caso, foi criada essa tabela para o exemplo ilustrado na figura que mostra a tubulação com uma curva de raio pequeno.

Tipo	Quantidade	Comprimento (m)	L_{EQU} (m)
Trecho reto horizontal	-----	5,0	5,0
Trecho reto vertical	----	2,0	2,0
Curva de raio pequeno	1	1,0	1,4
Comprimento equivalente total (m)			8,4

Comprimento equivalente (L_{EQU}) de tubulação de aço

Em tubulações de água de grandes instalações hidráulicas, normalmente são utilizados tubos de aço. Os valores comprimentos equivalentes de diversas singularidades podem ser obtidos na Tabela *Comprimento equivalente de válvulas e conexões para tubo de aço*. Consulte no capítulo Anexo – Tabelas.

A próxima tabela apresenta o comprimento equivalente (L_{EQU}) para diversas singularidades, e consta do manual de treinamento de um fabricante de bombas centrífugas.

Diametro D		Cotovelo 90º Raio Longo	Cotovelo 90º Raio Médio	Cotovelo 90º Raio Curto	Cotovelo 45º	Curva 90º R/D - 1 1/2	Curva 900 R/D - 1	Curva 45º	Entrada Normal	Entrada de Borda	Registro de Gaveta Aberto	Registro de Globo Aberto	Registro de Ângulo Aberto	Tê Passagem Direta	Tê Saída de Lado	Tê Saída Bilateral	Válvula de Pé e crivo	Saída de Canalização	Válvula de Retenção Tipo Leve	Válvula de Retenção Tipo Pesado
mm	pol.																			
13	1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	02	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	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	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	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	38,0
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

Fonte: Manuais de Treinamento – Seleção e Aplicação de Bombas Centrifugas – KSB Bombas Hidráulicas S.A. – Maio. 2003 – 5a edição.

Veja, agora, os exemplos a seguir.

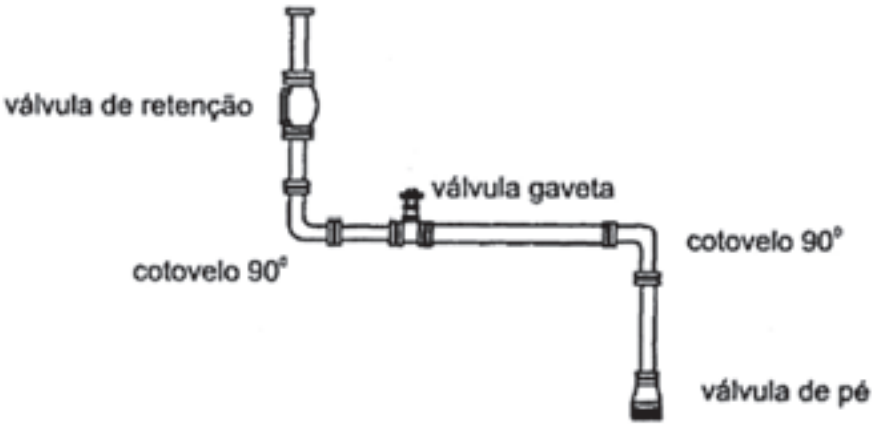
Exemplo 2

Cálculo do comprimento equivalente de uma instalação hidráulica de um sistema aberto.

Vamos calcular o comprimento equivalente de uma instalação hidráulica,

conforme esquema a seguir, no qual a tubulação deverá transportar uma vazão de água de Q = 30 m^3/h e elevar a água a uma altura H= 5,5m.

Figura 59 – Esquema de uma tubulação hidráulica com vários acessórios.



Atenção!

O esquema e a seqüência das válvulas, representados nesse exemplo, são somente para fins de explicação. Normalmente, não existe essa montagem num esquema hidráulico real, pois a válvula de pé é utilizada na tubulação de sucção e a válvula gaveta e retenção na tubulação de descarga.

A seqüência para o cálculo é mostrada a seguir.

Passo 1 – Determinar o diâmetro da tubulação.

A tabela a seguir é a Tabela 15 – *"Parâmetros máximos para seleção da tubulação de água".* O Capítulo Anexo – Tabelas apresenta alguns valores de velocidade de deslocamento da água dentro de tubulação.

Parâmetros máximos para seleção da tubulação de água							
Diâmetro do tubo		Sistema fechado			Sistema aberto		
(mm)	(in)	Vazão (m^3/h)	Velocidade (m/s)	Perda (%)	Vazão (m^3/h)	Velocidade (m/s)	Perda (%)
20	¾"	1,5	1,2	10	1,0	0,8	10
25	1"	3	1,5	10	2,2	1,1	10
32	1.1/4"	6	1,7	10	4	1,2	10
40	1.1/2"	9	1,9	10	6	1,3	10
50	2"	17	2,2	10	12	1,6	10
65	2.1/2"	28	2,5	10	23	2,1	10
75	3"	48	2,8	10	36	2,1	10
100	4"	90	3,1	9	75	2,5	10
125	5"	143	3,1	7	136	2,9	10
150	6"	215	3,2	5,5	204	3,1	9

Para uma vazão Q = 30 m3/h, é necessário um tubo de diâmetro nominal **D_N = 3".**

Atenção!

Na tabela *Parâmetros máximos para circulação de água*, você pode constatar que a vazão máxima para um tubo de 3" (três polegadas) é de 36 m^3/h. Para que a velocidade no interior do tubo não se torne muito elevada e como conseqüência ocorra uma maior perda de carga, o tubo não deverá ter uma vazão maior daquela estabelecida para ele na citada tabela.

Passo 2 – Determinar o cumprimento equivalente da Tubulação (L_{Equ})

Com o auxílio da tabela de singularidades para tubos de aço, encontramos os seguintes valores para a instalação, que utiliza tubo de $\mathbf{D_N = 3''}$.

Tabela de singularidades para tubo de aço

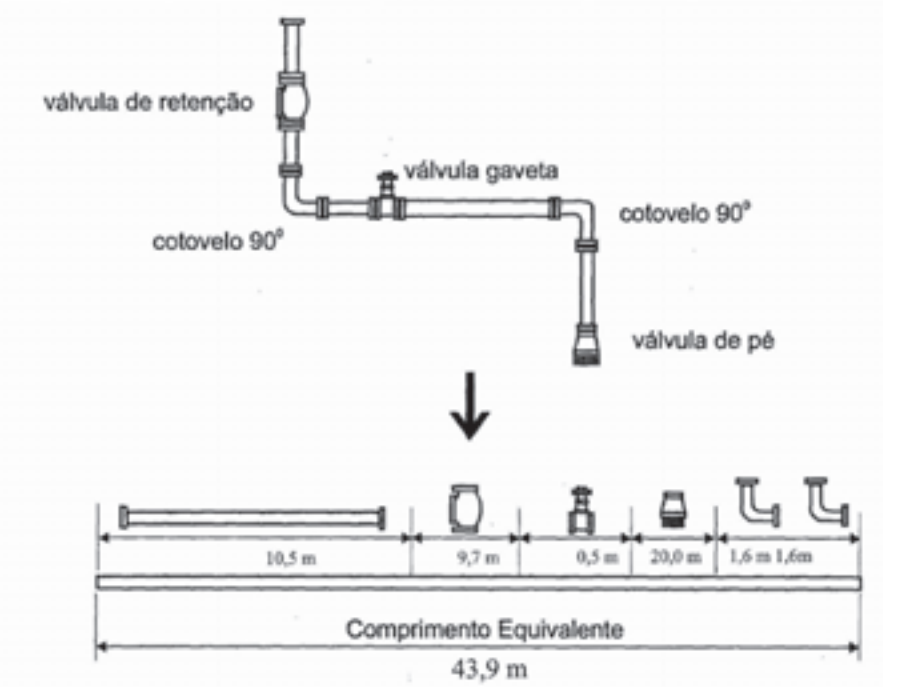
Diametro D		Cotovelo 90º Raio Longo	Cotovelo 90º Raio Médio	Cotovelo 90º Raio Curto	Cotovelo 45º	Curva 90º R/D - 1 1/2	Curva 900 R/D - 1	Curva 45º	Entrada Normal	Entrada de Borda	Registro de Gaveta Aberto	Registro de Globo Aberto	Registro de Ângulo Aberto	Tê Passagem Direta	Tê Saída de Lado	Tê Saída Bilateral	Válvula de Pé e crivo	Saída de Canalização	Válvula de Retenção Tipo Leve	Válvula de Retenção Tipo Pesado
mm	pol.																			
13	1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	02	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	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	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	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

Após colocar esses dados numa tabela, você obterá o comprimento equivalente total como explicitado a seguir.

Tipo	Quantidade	Comprimento (m)	L_{EQU} (m)
Trecho reto horizontal	-----	5,0	5,0
Trecho reto vertical	----	5,5	5,5
Válvula de pé	1	20,0	20,0
Válvula gaveta	1	0,5	0,5
Válvula de retenção (pesada)	1	9,7	9,7
Cotovelo 90º	2	1,6	
Comprimento equivalente total (m)			43,9m

Portanto, o comprimento equivalente da instalação hidráulica é de L_{EQU} = 43,9 m. A Figura 60 ilustra como poderia ser representado esse comprimento equivalente.

Figura 60 – Representação do comprimento equivalente em uma tubulação hidráulica



Agora que você já estudou todos os itens da equação, é hora de aplicar o conhecimento, calculando a perda de carga.

Exemplo 3 – Cálculo de perda de carga

Calcular a perda de carga (Δ**P**) da instalação hidráulica de um sistema aberto, construído com tubos de aço galvanizado novo. O esquema será o utilizado no Exemplo 2, onde um tubo de aço galvanizado novo de 3" transporta uma vazão de água de Q = 30 m^3/h.

Solução

Passo 1 – Determinar a vazão em m^3/s.

Q = 30 m^3/h

Dica

Uma hora (1 h) é igual a 3.600 segundos, para você transformar a vazão de m^3/h para m^3/s, basta fazer uma divisão por esse valor, ou seja, 30 m^3/h ÷ 3600 = 0,00833 m^3/s.

Q = 30 m^3/h = 0,00833 m3/s

Passo 2 – Determinar a área interna da tubulação de $\mathbf{D_N = 3''}$. $\vec{V}$

Os detalhes sobre os tubos de aço, como a área interna (AI), diâmetro interno (DI), entre outros dados para diferentes diâmetros de tubo de aço, podem ser obtidos na Tabela abaixo – *Dimensionamento de tubos de aço*. Veja no capítulo Anexo – Tabelas.

Tabela de singularidades para tubo de aço

Dimensionamento de tubos de Aço									
Diâmetros					Espessura da parede do tubo mm	Peso por metro de tubo Kg/m	Área interna do tubo mm^2 AI	Área superficial por metro de comprimento	
Diâmetro Nominal in	Diâmetro Nominal mm	Sd	Diâmetro externo mm	Diâmetro interno				Externa m^2	Interna m^2
1/4	8	40 80	13.73	9.25 7.67	2.24 3.02	0.631 0,796	67.1 46.2	0.043 0.043	0.029 0.024
3/8	10	40 80	17.14	12.52 10.74	2.31 3.20	0.844 1.098	123.2 90.7	0.054 0.054	0.039 0.034
1/2	15	40 80	21.34	15.80 13.87	2.77 3.73	1.265 206.5	196.0 151.1	0.067 0.067	0.050 0.044
3/4	20	40 80	26.67	20.93 18.85	2.87 3.91	1.682 2.19	344.0 279.0	0.084 0.084	0.066 0.059
1	25	40 80	33.41	26.64 24.31	3.38 4.55	2.50 3.23	557.6 464.1	0.105 0.105	0.084 0.076
1. 1/4	32	40 80	42.16	35.05 32.46	3.56 4.85	3.38 4.45	965.0 827.0	0.132 0.132	0.110 0.102
1. 1/2	40	40 80	48.25	40.89 38.10	3.68 5.08	4.05 5.40	1313 1140	0.152 0.152	0.128 0.120
2	50	40 80	60.33	52.51 49.25	3.91 5.54	5.43 7.47	2165 1905	0.190 0.190	0.165 0.155
2. 1/2	65	40 80	73.02	62.71 59.00	5.16 7.01	8.62 11.40	0.197 0.185	0.229 0.229	0.197 0.185
3	80	40 80	89.91	77.93 73.66	5.49 7.62	11.27 15.25	4796 4261	0.279 0.279	0.245 0.231
4	100	40 80	114.30	102.26 97.18	6.02 8.56	16.04 22.28	8213 7417	0.0359 0.359	0.321 0.305

Para o tubo de 3", temos:

A_I = 4797 mm²
D_I = 77,93 mm

Dica

A tabela apresenta a área interna do tubo de aço em mm² (milímetro quadrado), contudo nossos cálculos devem ser feitos em m² (metro quadrado). Para transformar devemos dividir por 1.000.000, ou seja, 4796 mm² ÷ 1.000.000 = 0,004796 m².

O diâmetro do tubo também deve estar em m (metros). Para transformar, devemos dividir por 1.000, ou seja, 77,96 mm ÷ 1.000 = 0,07796 m. $\vec{v}$

A_I = 0,004797 m2
D_I = 0,07793 m

Passo 3 – Calcular a velocidade da água dentro da tubulação ( ).

Para calcular a vazão volumétrica (Q), usa-se a igualdade:

Vazão volumétrica = velocidade x área interna da tubulação

Isso pode ser escrito também da seguinte maneira:

$$Q = \vec{v}.A$$

Como queremos calcular a velocidade podemos escrever essa equação da seguinte maneira:

$$\vec{v} = \frac{Q}{A}$$

Nesta equação:

Q é a vazão volumétrica: 0,00833 m³/s.
é a velocidade do fluido : 1,73 m/s.
A é a área interna do tubo: 0,004796 m².

$$\vec{v} = 1,73\ m/s$$

Colocando valores nessa equação teremos;

$$\vec{v} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{0{,}00833 \quad m^3/s}{0{,}004796 \quad m^2}$$

Passo 4 – Determinar o fator de fricção (**f**)

O fator de fricção ou coeficiente de perda de carga distribuída (**f**), para tubo de aço galvanizado novo com D_N = 3", para uma velocidade $\vec{V}$ = 1,73 m/s pode ser obtido na tabela resumida, a seguir, que é mostrada por inteiro na Tabela 11 – *Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzindo água a 25ºC* (Veja no capítulo Anexo-Tabelas).

O fator de fricção é necessário para a equação da perda de carga (Δ**P**), pois serve para relacionar a viscosidade e a velocidade do fluido no interior da tubulação, do diâmetro e tipo de material de construção do tubo.

Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzindo água a 25ºC										
Tubos de aço galvanizado (Sd 40)										
Diâmetro		Velocidade méida (m/s)					1,73m/s			
D_N	D_1 (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	**2,00**	**2,50**	**3,00**
1/2	62,71	0,033	0,030	0,029	0,028	0,027	0,027	0,027	0,027	0,026
3	77,93	0,031	0,028	0,027	0,026	0,026	0,020	0,025	0,025	0,025
4	102,26	0,029	0,026	0,025	0,025	0,024	0,024	0,024	0,023	0,023

Como $\vec{V}$ = 1,73 m/s não é encontrado na tabela, por arredondamento utilizaremos $\vec{V}$ = 2,0 m/s.

Fator de Fricção (f) = 0,025 (f)

Passo 5 – Calcular a perda de carga (Δ**P**).

Utilizando-se a expressão da equação universal de perda de carga ou de *Darcy-Weissbach*, temos:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Nesta equação:

L = Comprimento equivalente da tubulação: 43,9 m

D = Diâmetro interno da tubulação: 0,07793 m

$\vec{V}$ = Velocidade média da água: 1,73 m/s

g = Aceleração da gravidade: 9,8 m/s^2

f = Fator de fricção: 0,025

A equação fica assim:

$$\Delta P = 0{,}025 \times \frac{43{,}9}{0{,}07793} \times \frac{1{,}73^2}{2 \times 9{,}8}$$

Dica:

Você pode resolver esta equação da seguinte maneira:

$\Delta \mathbf{P} = 0{,}025 \times 43{,}9 \div 0{,}07793 \times 1{,}73^2 \div (2 \times 9{,}8) =$

$\Delta \mathbf{P} = 2{,}15$ m

Conclusão

A bomba, além da vazão necessária de Q = 30m^3/h e elevar a água uma altura H= 5,5 metros, deverá, também necessitar de um acréscimo de energia, para vencer a perda de carga de 2,15 metros. Isso tem como conseqüência a necessidade de um acréscimo de energia hidráulica suficiente para vencer esta perda de carga, mais a altura a que a água deverá ser elevada . Assim há necessidade de uma maior potência de bombeamento, com conseqüente aumento de consumo de energia.

Fique ligado!

Uma instalação hidráulica, sempre que possível, deverá ser projetada com o menor número de singularidades e com baixa velocidade do fluido no interior da tubulação, segundo valores que constam na tabela *Parâmetros máximos para seleção da tubulação de água* (Veja no capítulo Anexo – Tabelas). Essas recomendações são necessárias para diminuir a perda de carga (ΔP), pois essa perda representa um aumento de energia a ser despendida pela bomba em sua potência de bombeamento e, portanto, uma perda energética.

Voltando ao desafio

O vendedor da loja de produtos hidráulicos afirmou que, além da vazão de água suficiente para atender às necessidades do condomínio, a bomba também deverá ser capaz de ter uma pressão de descarga para levar a água até a altura da laje do quinto andar e que esse valor deve ser somado à perda de carga (ΔP) causada pela tubulação e acessórios.

Depois de estudar este capítulo, pode-se concluir que o vendedor da loja está correto, pois a bomba de água deverá ter capacidade para compensar a perda de carga que aparece na rede hidráulica.

Também é verdadeira a afirmação sobre a relação do diâmetro da tubulação com a vazão de água que fluirá no interior do tubo, pois isso está de acordo com a norma NBR 6401 *Instalações centrais de ar condicionado para conforto – parâmetros básicos de projetos – procedimentos*.

Resumindo

A velocidade da água dentro da tubulação, de um determinado diâmetro, sempre irá gerar uma perda de carga (ΔP).

A perda de carga é uma perda de energia causada pelo atrito e turbulência do fluido se movimentando dentro da tubulação hidráulica.

Para a bomba movimentar o fluido e elevá-lo até uma altura desejada (H), conhecida como altura manométrica, ela deve compensar a perda de energia com o aumento de sua potência de funcionamento.

Para se obter economia com o consumo de energia em uma instalação hidráulica, é necessário garantir uma pequena perda de carga e, para isso, a velocidade de deslocamento da água tem que ser pequena. Assim, as tubulações devem ser dimensionadas com esse objetivo, sempre dentro das recomendações contidas na norma. NBR 6401 *Instalações centrais de ar condicionado para conforto – parâmetros básicos de projetos – procedimentos*.

A velocidade maior causa maior perda de carga. Uma maior perda de carga significa aumentar a potência da bomba e isso representará um maior consumo de energia.

Aprenda mais

Nas referências bibliográficas deste material existem indicações das várias publicações que foram consultadas para escrever este capítulo. Você pode procurá-las caso queira se aprofundar no estudo da perda de carga.

Capítulo 5

ALTURA TOTAL DO SISTEMA HIDRÁULICO

Iniciando nossa conversa

No capítulo anterior foi visto que a água perde pressão quando circula através dos diversos componentes e acessórios de uma instalação hidráulica. Foi visto, também, como determinar esta perda de pressão.

Depois de tudo isso, ficam as perguntas: para que servem tantos cálculos? Como saber se a bomba hidráulica funcionará corretamente conforme o esperado? Será que a vazão volumétrica (Q) pode estar correta, mas a altura de elevação da água (H) não?

Quando observar uma instalação hidráulica, repare a altura que existe entre o nível do reservatório de sucção e o nível do reservatório de descarga, para onde o líquido está sendo levado, conhecida como *altura geométrica do sistema ou altura real*.

Será que a bomba que estamos utilizando deve somente vencer a altura geométrica do sistema para transportar uma determinada vazão volumétrica (Q)?

Como já foi visto, para uma bomba conseguir transportar uma determinada vazão volumétrica de água, ela deve, além de vencer a altura geométrica do sistema, superar todas as perdas de carga causadas pela água ao se movimentar dentro da tubulação do sistema.

Objetivos

Com o estudo do conteúdo deste capítulo, os objetivos são:

- identificar as alturas geométricas de descarga e sucção;
- calcular as alturas de descarga e sucção;
- calcular a altura total do sistema hidráulico.

Um desafio para você

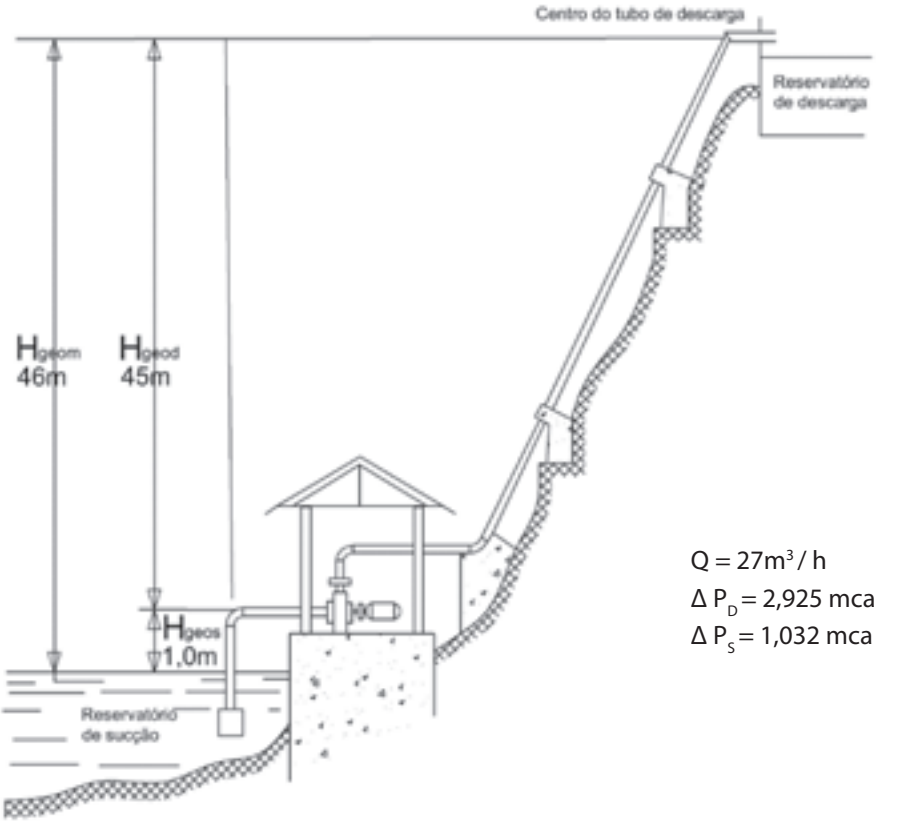
A fazenda Santo Antonio, situada na cidade de Campos de Jordão (SP), tem um lago natural que armazena um grande volume de água.

O proprietário da fazenda quer usar a água do lago para o sistema de irrigação das plantações e, para isto, contratou o serviço de um engenheiro para elaborar o projeto de retirar água do lago e elevá-la até um reservatório de onde será utilizada na irrigação.

Para começar elaborar o projeto, o engenheiro precisa conhecer a altura total do futuro sistema hidráulico de bombeamento de água para irrigação da Fazenda Santo Antonio.

A fim de determinar a altura total do sistema, o engenheiro mediu a altura geométrica de sucção e de descarga, calculou as perdas de cargas de sucção e descarga e encontrou os seguintes valores:

Figura 61 – Bombeamento de água do lago até o reservatório para irrigação



- Altura geométrica de sucção (H_{geos}) = 1 m
- Perda de carga de sucção (ΔP_S) = 1, 032 mca
- Altura geométrica de descarga (H_{geod}) = 45 m
- Perda de carga de descarga (ΔP_D) = 2,925 mca

Com esses valores qual será a altura total do sistema (H) calculado pelo engenheiro?

Continuando nossa conversa

Altura do sistema

Para que uma bomba apresente a maior eficiência possível, ao escolhê-la para um sistema hidráulico, não se deve simplesmente verificar se ela irá manter a vazão determinada e se vai elevar a água até uma altura de bombeamento que se deseja atingir.

Para definir corretamente as características que a bomba deve ter para *ser eficiente*, com um *desempenho eficaz*, e assim propiciar *menor consumo de energia elétrica*, é necessário calcular de forma precisa a altura total do sistema hidráulico (H) para uma determinada vazão(Q).

Para calcular a altura do sistema hidráulico, é necessário saber qual é a vazão(Q) e qual é a altura geométrica (H_{geo}) de elevação da água a ser bombeada e sua relação com o restante do sistema hidráulico (tubulações, válvulas, registros, entre outros).

Fique ligado!

É possível especificar uma bomba eficiente para qualquer sistema hidráulico e verificar se a bomba existente atende às necessidades do sistema atual. Consultando:

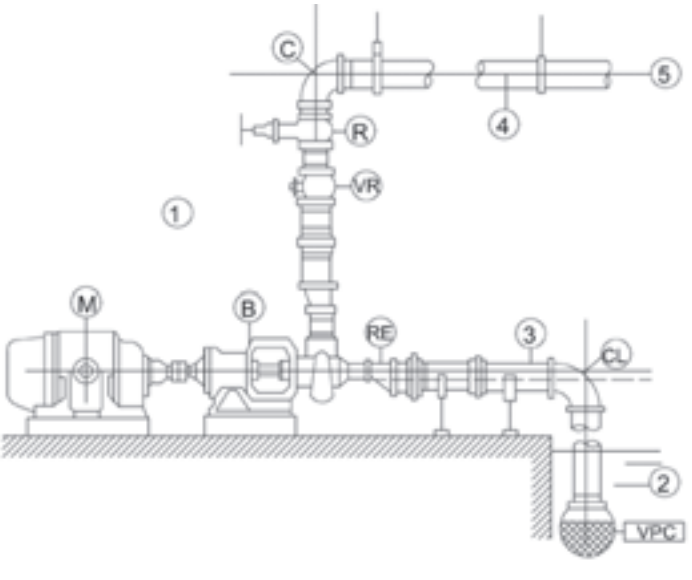
- a curva característica da bomba, fornecida por seu fabricante;
- a vazão de água especificada no projeto do sistema hidráulico; a altura total calculada.

Elementos básicos de um sistema hidráulico

O sistema de bombeamento é composto por diversos elementos, tais como: bombas, tubulações, válvulas e acessórios, que são necessários para se obter a transferência do fluido de um ponto para outro.

A Figura 62 mostra um desenho esquemático de uma instalação típica de bombeamento de água e a descrição de seus componentes.

Figura 62 – Instalação de bombeamento e seus componentes



Legenda

1	Casa da bomba
2	Reservatório de sucção
3	Tubulação de Sucção
4	Tubulação de Recalque
5	Reservatório de descarga
M	Motor de acionamento
B	Bomba
VCP	Válvula de pé com crivo
RE	Redução excêntrica
CL	Curva 90^0
VR	Válvula de Retenção
R	Registro
C	Joelho

A tubulação e seus acessórios ou singularidades causam uma perda de carga (ΔP) no sistema hidráulico, conforme já foi visto.

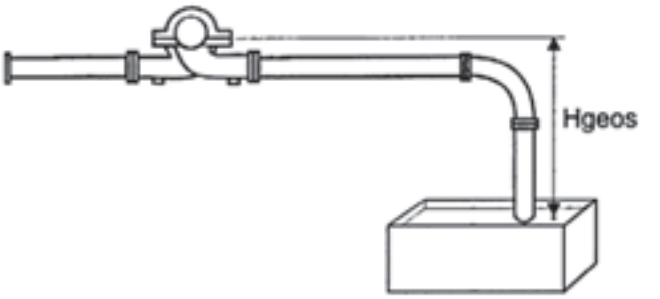
A perda de carga influencia diretamente no cálculo da altura do sistema e a altura é de vital importância para determinar qual a melhor bomba centrífuga radial pura, dentre as muitas produzidas, que deve ser recomendada para vencer a altura com uma determinada vazão volumétrica.

Altura geométrica de sucção (H_{geos})

Altura geométrica de sucção é a *diferença* de altura entre o *nível do reservatório de sucção e a linha de centro do rotor* da bomba, que é obtida por meio de uma medição das distâncias efetuada com uma trena.

A Figura 63 mostra o desenho esquemático que representa a altura geométrica de sucção de uma bomba.

Figura 63 – Representação da altura geométrica de sucção



Altura geométrica de descarga (H_{geod})

Altura geométrica de descarga é a *diferença entre a altura a partir do centro do rotor da bomba, a altura que a água deve ser elevada*.

As próximas figuras mostram um desenho esquemático, representando, numa a altura geométrica de descarga, quando a *saída* do tubo de descarga está *acima do nível* do reservatório e, na outra, a altura geométrica de descarga quando a *saída* do tubo de descarga está *abaixo do nível* do reservatório.

Figura 64 – Altura geométrica de descarga com o tubo de descarga acima do reservatório

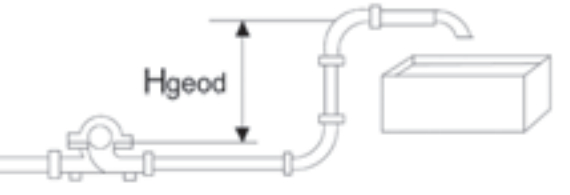
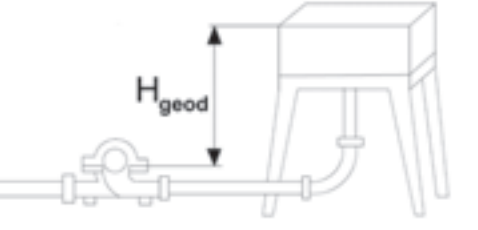


Figura 65 – Altura geométrica de descarga com o tubo de descarga abaixo do reservatório



Em ambas as situações, a altura geométrica de descarga é obtida por intermédio de medição das distâncias efetuadas com uma trena.

Altura geométrica do sistema (H_{geo})

A altura geométrica do sistema é a diferença de altura entre o nível do reservatório de sucção e o reservatório de descarga.

As próximas figuras mostram um desenho esquemático, representando, numa a altura geométrica de descarga, quando a *saída* do tubo de descarga está *abaixo do nível* do reservatório e, na outra, a altura geométrica de descarga quando a *saída* do tubo de descarga está *acima do nível* do reservatório.

Figura 66

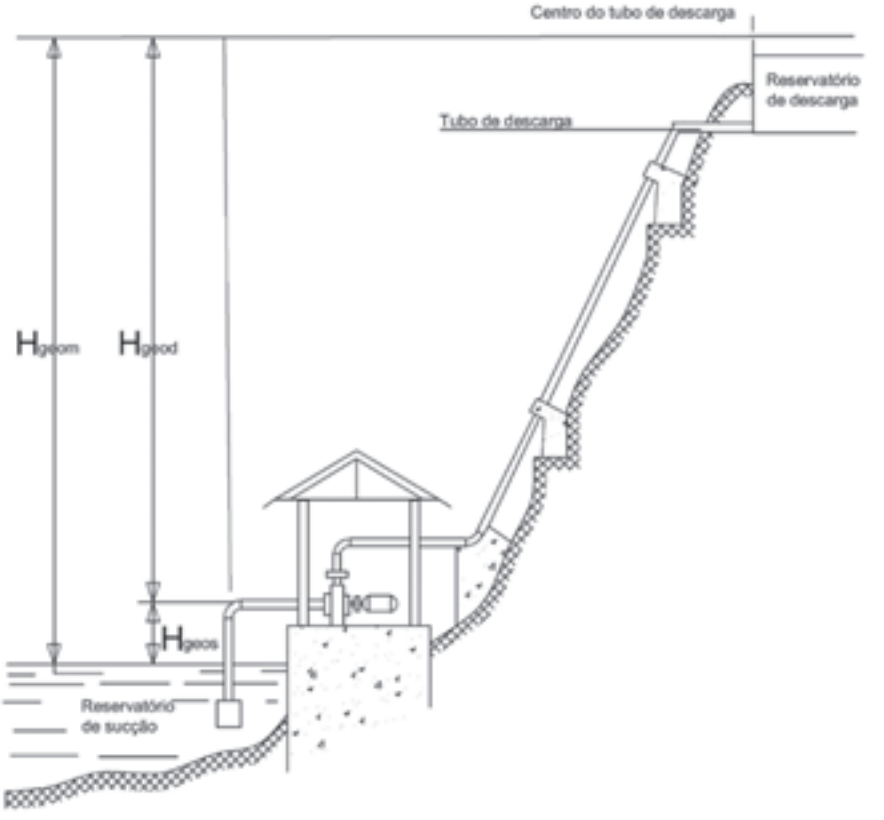
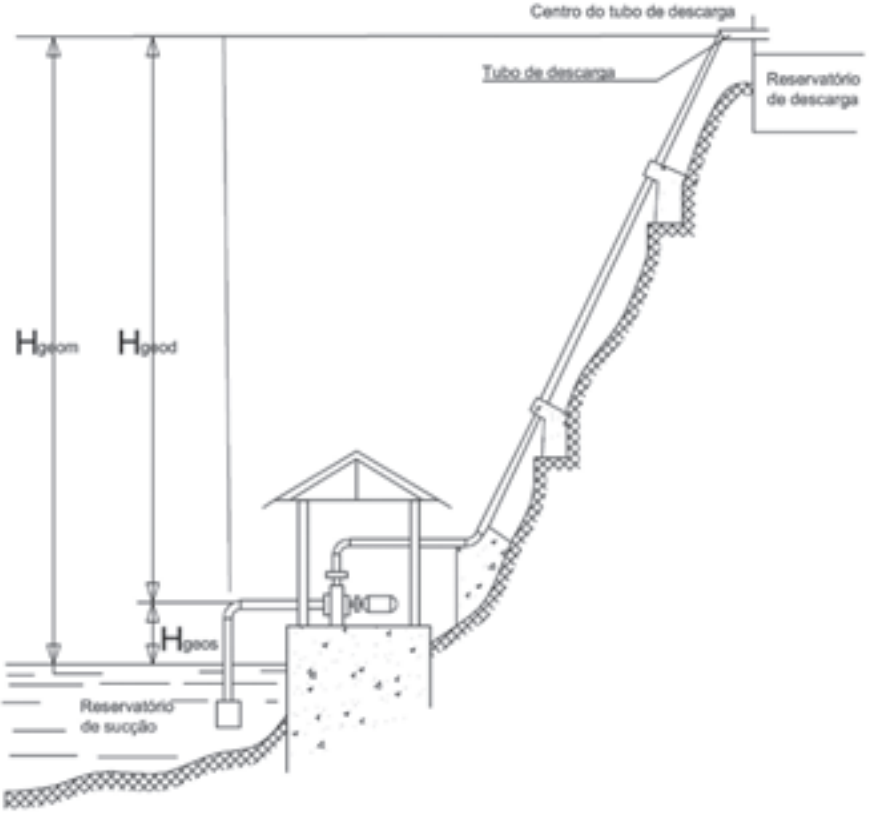


Figura 67



Podemos concluir que a altura geométrica do sistema (H_{geo}) é a *soma* da *altura geométrica de sucção* (H_{geos}) com a *altura geométrica de descarga* (H_{geod}), como representada na igualdade, a seguir:

$$\mathbf{H_{geo} = H_{geos} + H_{geod}}$$

Onde:

H_{geo} é a altura geométrica do sistema em metro.

H_{geos} é altura geométrica de sucção em metro.

H_{geod} é a altura geométrica de descarga em metro.

Em ambas as situações, a altura geométrica do sistema é obtida por intermédio de medição das distâncias efetuadas com uma trena.

Veja, a seguir, um exemplo de cálculo da altura geométrica.

Exemplo

Calcular a altura geométrica de um sistema em que:

- $H_{geos} = 1$ m
- $H_{geod} = 45$ m

Calculando pela expressão

$H_S = H_{geos} + H_{geod}$ portanto,
$H_S = 1 + 45 = 46$ m.

Altura de sucção (H_S)

A altura de sucção é a altura *geométrica* de sucção *mais as perdas de carga* (ΔP), que ocorre na tubulação de sucção. De acordo com a posição do reservatório de sucção em relação à bomba, podemos classificar algumas condições da altura de sucção da seguinte forma:

- Altura de sucção para sistemas fechados (H_S)

- Altura de sucção para sistemas afogados (H_S)
- Altura de sucção de sistemas negativos (H_S)

Altura de sucção para sistemas fechados (H_S)

Sistema fechado é aquele em que o reservatório de sucção usado é pressurizado, ou seja, com a pressão interna ($\mathbf{P_{RS}}$) *maior* que a pressão atmosférica do ambiente onde está instalada a bomba, conforme representado na equação a seguir:

$$\mathbf{H_S = H_{geos} + P_{RS} - \Delta P_S}$$

Onde:

H_S é a altura de sucção em metro (m).

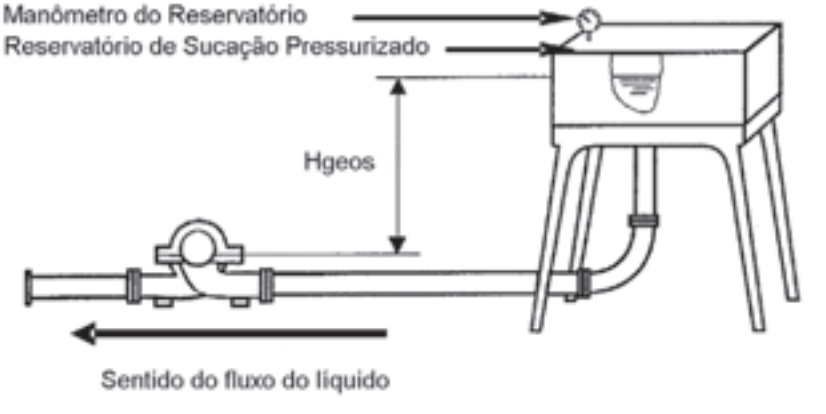
H_{geos} é altura geométrica de sucção em metro (m).

P_{RS} é a pressão interna no reservatório de sucção em metro de coluna de água (mca).

ΔP_S é a perda de pressão na tubulação de sucção em metro de coluna de água (mca).

A Figura 68 mostra o desenho esquemático de um reservatório de sucção de um sistema fechado, demonstrando a altura de sucção para sistemas fechados.

Figura 68 – Reservatório de sucção pressurizado acima da bomba



Esse tipo de sistema é comum em algumas instalações hidráulicas de condicionamento de ar.

As referências à perda de pressão na tubulação de sucção incluem, também, os acessórios (curvas, válvulas, registros).

Para melhor compreensão, é apresentado a seguir um exemplo de cálculo de altura de sucção de um sistema fechado.

Exemplo

Calcular a altura de sucção de um sistema fechado em que:

- $H_{geos} = 1{,}0$ m
- $P_{RS} = 5{,}0$ mca
- $\Delta P_S = 1{,}032$ mca

Calculando pela expressão

$H_S = H_{geos} + P_{RS} - \Delta P_S$ portanto,

$H_S = 1{,}0 + 5{,}0 - 1{,}032 = 4{,}968$ m

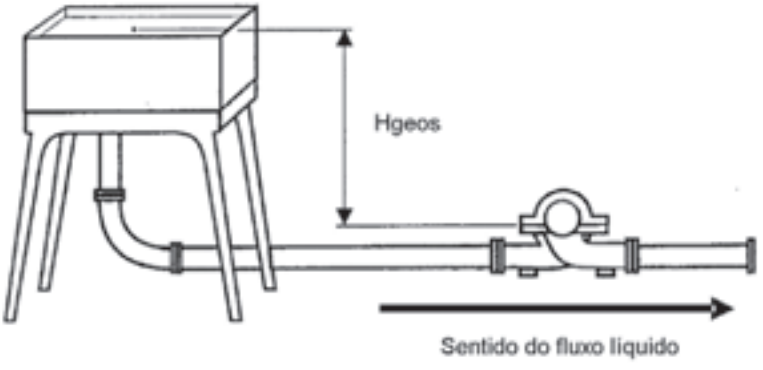
Nas equações demonstradas neste capítulo, não são levadas em conta a velocidade de esvaziamento do reservatório de sucção, nem a velocidade de enchimento do reservatório de descarga; pois, como acontece nos grandes reservatórios de água, não se consegue observar visualmente a velocidade em que ocorre a redução do nível da água à medida que ela é retirada do reservatório de descarga. Portanto, essa velocidade é desprezível.

Altura de sucção para sistemas afogados (H_S)

Sistema afogado é aquele em que o reservatório de sucção encontra-se acima da bomba.

A Figura 69 mostra num desenho esquemático a altura de sucção para sistemas afogados.

Figura 69 – Reservatório aberto acima da entrada da bomba



Altura de sucção para sistema afogado é a altura geométrica de sucção menos a perda de pressão na tubulação, como demonstrada, a seguir, na igualdade:

$$\mathbf{H_S = H_{geos} - \Delta P_S}$$

Onde:

H_S é a altura de sucção em metro (m).
H_{geos} é altura geométrica de sucção em metro (m).
ΔP_S é a perda de pressão na tubulação de sucção em metro de coluna de água (mca).

Vamos praticar com o exemplo a seguir:

Exemplo

Calcular a altura de sucção de um sistema afogado em que temos:

- H_{geos}= 1,0m
- ΔP_S = 1,032mca.,

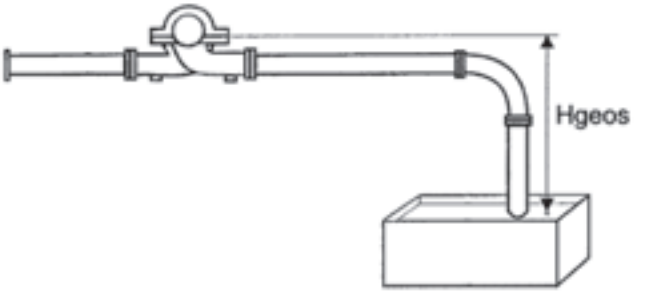
Calculada pela expressão
$H_S = H_{geos} - \Delta P_S$, portanto,
H_S= 1,0 – 1,032 = -0,032m.

Altura de sucção de sistemas negativos (H_S)

A sucção negativa acontece quando o reservatório de sucção está abaixo da bomba.

A Figura 70 mostra num desenho esquemático o reservatório de sucção de sistemas negativos.

Figura 70 – Reservatório aberto abaixo da entrada da bomba



A altura de sucção para sistemas afogados é a altura *geométrica*, de sucção *negativa menos* a perda de pressão na tubulação, como é demonstrada, a seguir, na igualdade:

$$\mathbf{H_S = - H_{geos} - \Delta P_S}$$

Onde:

H_S é a altura de sucção em metro (m).

H_{geos} é altura geométrica **negativa** de sucção em metro (m).

ΔP_S é a perda de pressão na tubulação de sucção em metro de coluna de água (mca).

O próximo exemplo mostra o cálculo de sucção de um sistema negativo.

Exemplo:

Calcular a altura de sucção de um sistema *negativo* em que temos:

- $H_{geos} = 1{,}0m$
- $\Delta P_S = 1{,}032mca$

Calculada pela expressão:

$H_S = - H_{geos} - \Delta P_S$, portanto,

$H_S = - 1,0 – 1,032 = -2,032m$.

Nota

O sinal negativo " – " que antecede H_{geos} é da equação.

Fique ligado!

Diversas unidades de pressão são utilizadas. A unidade oficial usada no Brasil é a do sistema internacional, cuja notação é *Pa* (Pascal) ou *bar*.
Existem, também, unidades de pressão no antigo sistema britânico, a *lbf/in*^{2} (libra força por polegada quadrada) conhecida como *psi*, as unidades do sistema métrico, a kgf/cm^2 (quilograma força por centímetro quadrado). Neste material usamos uma unidade do sistema métrico cuja notação é *mca* (metro de coluna de água). Podemos fazer a inter-relação entre as diversas unidades de pressão. Como exemplo, apresentamos a pressão atmosférica ao nível do mar:
1 atm = 101325 Pa = 1,01325 bar = 14,76 lbf / in^2 (psi) = 1,0336 kgf /cm^2 = 10,336 mca

Altura de descarga (H_D)

A altura de descarga, como já foi visto, é a altura geométrica de descarga somada com as perdas de carga que ocorrem na tubulação de descarga.

Para sistemas em que a velocidade do nível do reservatório de descarga varia de maneira desprezível, podemos classificar algumas condições da altura de descarga da seguinte forma:

- Altura de descarga para sistemas fechados (H_D)
- Altura de descarga para sistema ascendente (H_D)
- Altura de descarga para sistema descendente (H_D)

Altura de descarga para sistemas fechados (H_D)

Para descarga, sistema fechado é aquele em que o reservatório de descarga utilizado é pressurizado, ou seja, tem pressão interna ($\mathbf{P_{RD}}$) maior que a pressão atmosférica do ambiente em que está instalada a bomba, conforme representado na expressão a seguir:

$$\mathbf{H_D = H_{geod} + P_{RD} + \Delta P_D}$$

Onde:

H_D é a altura de descarga em metro (m).

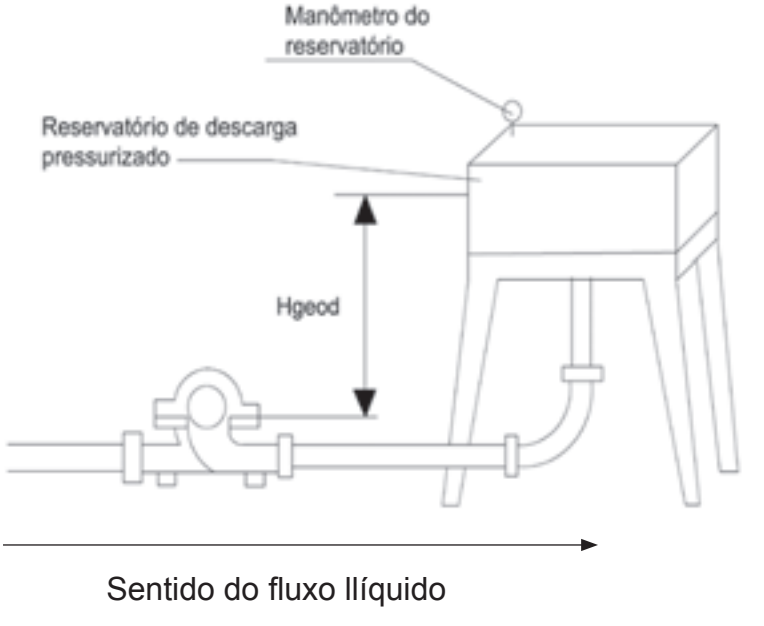
H_{geod} é altura geométrica de descarga em metro (m).

PR_D é a pressão interna no reservatório de descarga em metro de coluna de água (mca).

ΔP_D é a perda de pressão na tubulação de descarga em metro por coluna de água. (mca).

A Figura 71 mostra no desenho esquemático, um reservatório com sistema de descarga em sistema fechado.

Figura 71 – Reservatório de descarga pressurizado acima da bomba



Esse tipo de sistema é comum em algumas instalações hidráulicas de condicionamento de ar.

Fique ligado!

As referências à perda de pressão na tubulação de descarga incluem, também, os acessórios (curvas, válvulas, registros).

Acompanhe, a seguir, um exemplo sobre o cálculo da altura de um sistema fechado.

Exemplo

Calcular a altura de descarga de um sistema fechado em que:

- $H_{geod} = 45{,}0m$
- $PR_D = 5{,}0mca$
- $\Delta_{PD} = 2{,}925mca$

Calculando pela expressão

$\mathbf{H_D} = H_{geod} + P_{RD} + \Delta_{PD}$ portanto,
$\mathbf{H_D} = 45{,}0 + 5{,}0 + 2{,}925 = 50{,}925m$

Altura de descarga para sistema ascendente (H_D)

Ascendentes são os sistemas em que a água, antes de ser descarregada no reservatório, é elevada acima da altura da bomba.

Existem diversos esquemas de instalações de tubulações de descarga em sistema hidráulico ascendente. Os mais comuns estão esquematizados nas figuras a seguir:

Figura 72 – Alimentação por baixo do reservatório

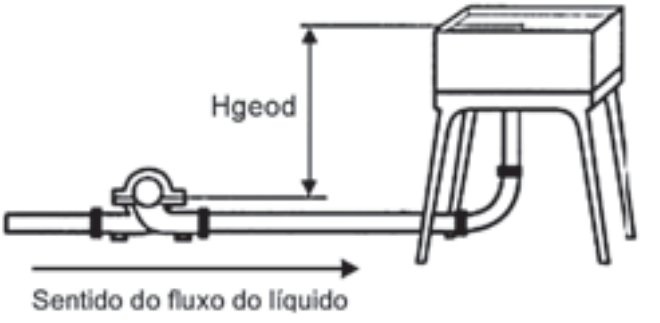


Figura 73 – Alimentação por cima do reservatório de descarga com tubulação livre e curva

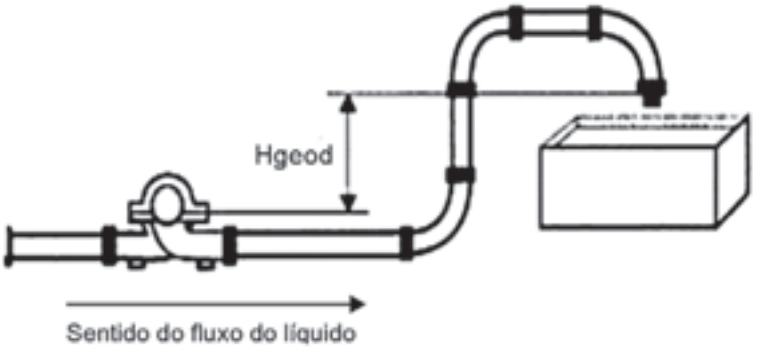


Figura 74 – Alimentação por cima do reservatório de descarga com tubulação lateral livre

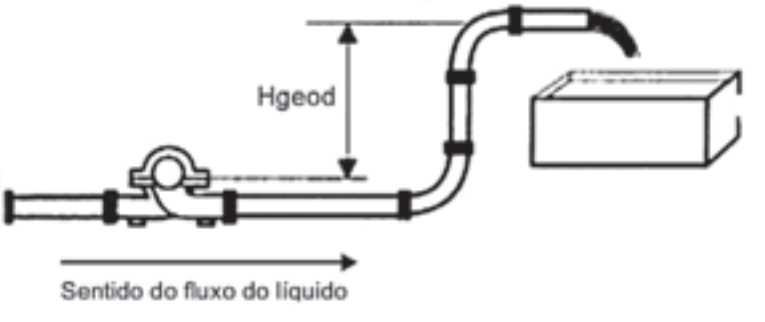
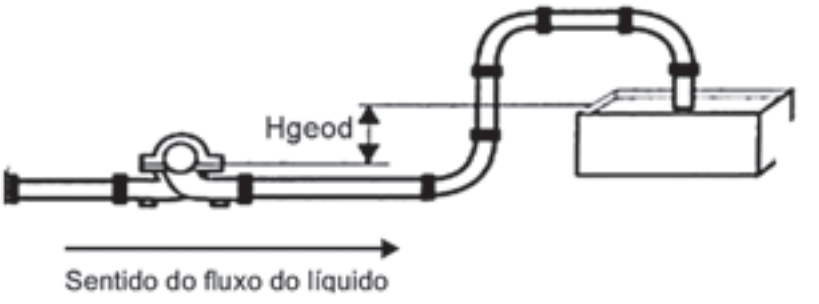


Figura 75 – Alimentação por cima do reservatório de descarga com tubulação imersa com curvas



Altura de descarga para sistema ascendente é a altura geométrica de descarga mais a perda de pressão na tubulação de descarga, como demonstrada, a seguir, na igualdade:

$$\mathbf{H_D = H_{geod} + \Delta P_D}$$

Onde:

H_D é a altura de descarga em metro (m).

H_{geod} é altura geométrica de descarga em metro. (m).

Δ_{PD} é a perda de pressão de descarga em metro de coluna de água (mca).

Confira, a seguir, o cálculo da altura de descarga de um sistema ascendente.

Exemplo

Calcular a altura de descarga de um sistema ascendente em que:

- $H_{geod} = 45{,}0m$
- $\Delta_{PD} = 2{,}925mca$

Calculando pela expressão

$H_D = H_{geod} + \Delta_{PD}$ portanto,

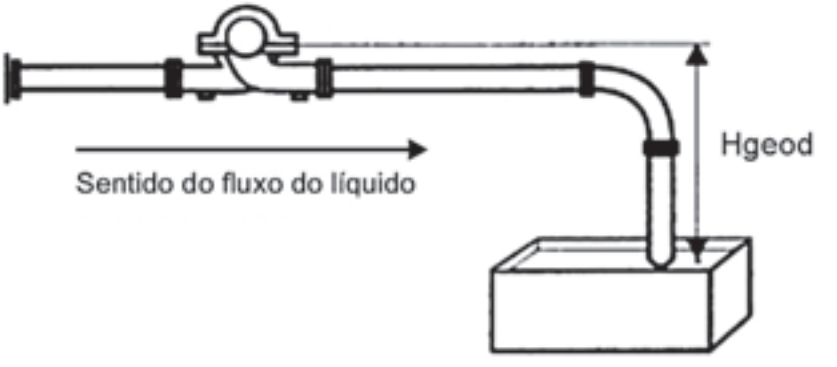
$H_D = 45{,}0 + 2{,}925 = 47{,}925m$

Altura de descarga para sistema descendente (H_D)

Sistema descendente é aquele em que o nível do reservatório de descarga está *abaixo da bomba*.

A Figura 76 mostra um desenho esquemático de um reservatório de descarga em sistema descendente.

Figura 76 – Reservatório de descarga abaixo da bomba



Altura de descarga para sistema descendente é a altura geométrica de descarga mais a perda de pressão na tubulação de descarga, como demonstrada, a seguir, na igualdade:

$$\mathbf{H_D = - H_{geod} + \Delta P_D}$$

Onde:

$\mathbf{H_D}$ é a altura de descarga em metro (m).

$\mathbf{H_{geod}}$ é altura geométrica de descarga em metro (m).

$\mathbf{\Delta_{PD}}$ é a perda de pressão de descarga em metro de coluna de água (mca).

Veja, então, um exemplo de cálculo da altura de descarga de uma instalação descendente.

Exemplo

Calcular a altura de descarga de um sistema ascendente em que:

- $H_{geod} = 45{,}0m$
- $\Delta_{PD} = 2{,}925mca$

Calculando pela expressão

$H_D = - H_{geod} + \Delta_{PD}$ portanto,

$H_D = -45{,}0 + 2{,}925 = - 42{,}075m$

Altura total do sistema (H)

A altura total do sistema, também chamada de *altura manométrica total do sistema*, é composta pela altura de descarga subtraída à altura de sucção do sistema, como demonstrado, a seguir, na igualdade:

$$\mathbf{H = H_D - H_s}$$

Onde:

H é a altura total do sistema em metro (m)

H_S é a altura de sucção em metro (m)

H_D é a altura de descarga em metro (m)

Acompanhe, a seguir, o cálculo da altura de um sistema

Exemplo

Calcular a altura total de um sistema em que:

- $H_S = \_- 2{,}032m$
- $H_D = 47{,}925m$

Calculando pela expressão

$H = H_D - H_s$ portanto,

$H = 47,925 - (-2,032) = 49,957m$

Para calcular a altura total do sistema, tanto aberto quanto fechado, pode-se usar uma só igualdade, em vez de efetuar primeiro o cálculo da altura de sucção e depois o cálculo da altura de descarga, como é exposto a seguir.

Altura total do sistema aberto (H)

Para sistemas hidráulicos abertos, onde o reservatório de sucção está abaixo do nível da bomba e o de descarga acima do nível da bomba.

Figura 77 – Reservatório de sucção abaixo da bomba e tubulação de descarga acima do reservatório

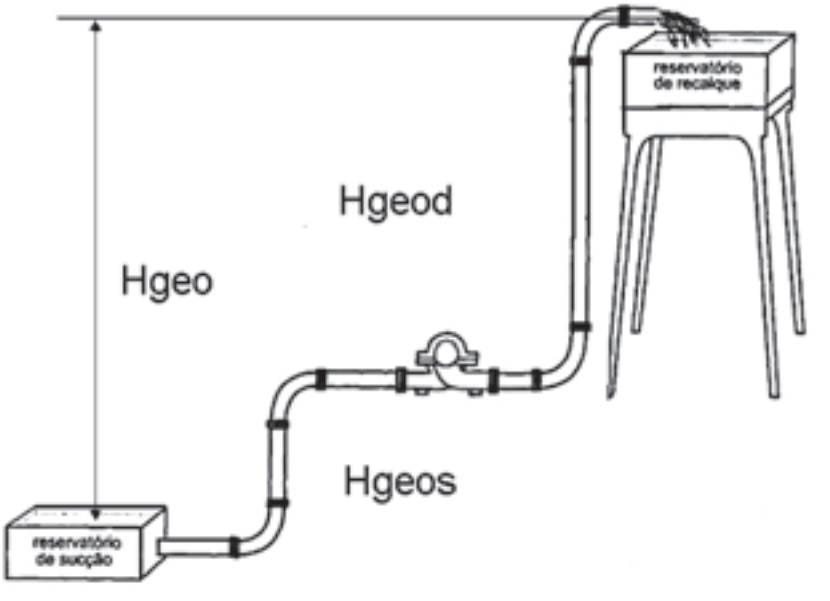
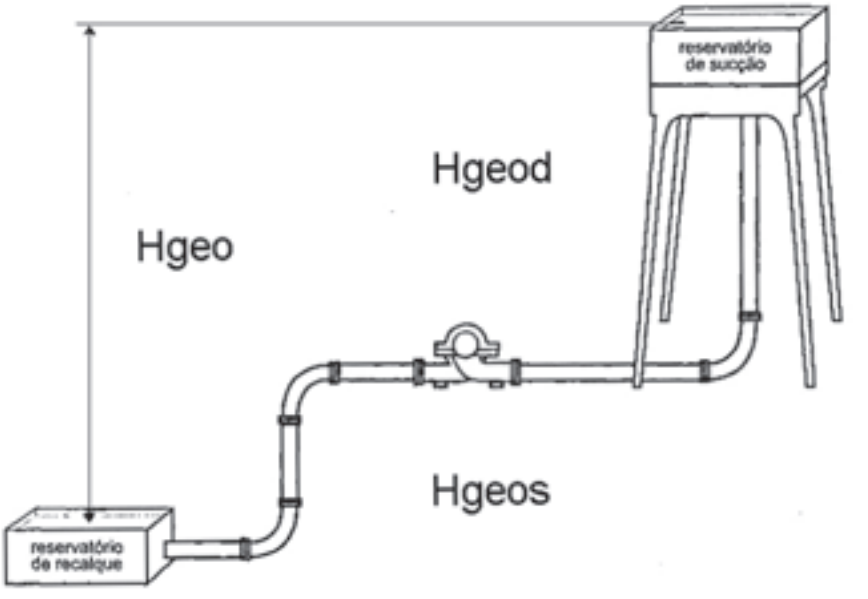


Figura 78 – Reservatório de sucção abaixo da bomba e tubulação de descarga entrando por baixo do reservatório



Podemos definir a igualdade para calcular a altura total do sistema da seguinte maneira:

$$H = H_{geod} + \Delta P_D + H_{geos} + \Delta P_S$$

Onde:

H é a altura total do sistema em metro (m).

H_{geos} é altura geométrica de sucção em metro (m).

ΔP_S é a perda de pressão de sucção em metro de coluna de água (mca).

H_{geod} é a altura geométrica de descarga em metro (m).

ΔP_D é a perda de pressão de descarga em metro e coluna de água. (mca).

Acompanhe, a seguir, um exemplo sobre o cálculo da altura total de um sistema aberto.

Exemplo

Calcular a altura total de um sistema aberto em que:

- $H_{geos} = 2{,}0m$
- $\Delta P_S = 1{,}0mca$
- $H_{geod} = 5{,}0m$
- $\Delta P_D = 1{,}5mca$

Calculando pela expressão:

$H = H_{geod} + \Delta P_D + H_{geos} + \Delta P_S$, portanto,

$\mathbf{H} = 5{,}0 + 1{,}5 + 2{,}0 + 1{,}0 = 9{,}5m$

Fique ligado!

A altura total do sistema fornece a altura real (H) que a bomba deve elevar uma determinada vazão volumétrica (Q).

Voltando ao desafio

Como vimos no início deste capítulo, o proprietário da fazenda Santo Antonio, situada na cidade de Campos de Jordão (SP), quer implantar na fazenda um sistema de irrigação, captando água de um lago em sua propriedade.

O projeto de captação será elaborado por um engenheiro, que foi contratado para esse fim.

Para iniciar a elaboração do projeto, o engenheiro tem que conhecer a altura total do sistema a partir de alguns dados medidos por seus funcionários e outros calculados por ele e que são:

- Altura geométrica de sucção (H_{geos}) = 1m
- Perda de carga de sucção (ΔP_S) = 1, 032mca
- Altura geométrica de descarga (H_{geod}) = 45m
- Perda de carga de descarga (ΔP_D) = 2,925mca

A partir destes dados, calcular a altura total do sistema(H) utilizando a expressão:

$\mathbf{H} = H_{geod} + \Delta P_D + H_{geos} + \Delta P_S$, portanto,

$\mathbf{H} = 45 + 2{,}925 + 1{,}0 + 1{,}032 = 49{,}957$m

Com o resultado acima, o engenheiro concluiu que a bomba deverá ser capaz de elevar a água a uma altura de, aproximadamente, 50m.

Resumindo

Neste capítulo foi visto que a altura geométrica do sistema hidráulico varia conforme a instalação e as posições dos reservatórios de descarga e sucção. Viu-se, também, que a altura real da instalação deve considerar, além da altura geométrica, a perda de carga, para poder determinar a altura total do sistema, que é a altura real até a qual a bomba deve elevar a água.

Em resumo, a bomba deve ter uma capacidade não só de vencer a altura geométrica do sistema, mas também de superar as perdas de carga do sistema hidráulico e ter um rendimento eficiente com relação ao bombeamento de água na vazão desejada.

Aprenda mais

Procure ler livros técnicos que tratam do assunto e manuais de fabricantes de bombas hidráulicas.

Consulte, também, os catálogos dos fabricantes de tubos e válvulas para se familiarizar com os componentes e aumentar os seus conhecimentos.

Capítulo 6

CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

Iniciando nossa conversa

Você sabe que em um sistema hidráulico pode existir uma bomba que constantemente apresenta problemas, entre outros, a quebra da bomba, o desgaste excessivo de seus componentes e até provocar um alto consumo de energia elétrica. Esses problemas acontecem apesar de os processos de manutenção preventiva e corretiva estarem de acordo com as recomendações do fabricante.

Os problemas na bomba decorrem de ela não ter sido corretamente dimensionada para o sistema hidráulico em que está instalada.

Ao estudar os capítulos anteriores, você aprendeu qual deve ser o diâmetro de uma tubulação em função de uma determinada vazão de água. Viu que esta vazão provocará uma perda de carga no sistema e, ainda, como calcular a altura total do sistema hidráulico.

A partir dessas informações você pode estudar agora a curva característica da bomba e, com essa curva, determinar se aquela bomba problemática está de acordo com as necessidades do sistema hidráulico da qual faz parte.

As curvas características das bombas são determinadas pelo fabricante. Uma vez conhecidas essas curvas, é possível saber quais são as principais características que uma bomba apresenta durante o seu funcionamento em relação à sua vazão, altura manométrica, potência consumida pelo motor elétrico que a aciona e NPSH (*Net Positive Suction Head*).

O NPSH é tão primordial para a durabilidade de uma bomba, que dedicaremos um capítulo a ele.

Objetivos

Os objetivos de estudo dos temas tratados neste capítulo são:

- conhecer e interpretar as curvas características da bomba;
- interpretar os gráficos das curvas características de uma bomba;
- conhecer os fatores que modificam as características das bombas.

Um desafio para você

A fazenda Santo Antonio está situada na cidade de Campos de Jordão (SP), a uma atitude de 1.000 metros acima do nível do mar.

O proprietário da fazenda, como foi visto no capítulo anterior, contratou um engenheiro para projetar o sistema hidráulico que elevará a água do lago até um reservatório onde será acumulada para posteriormente irrigar as plantações da fazenda.

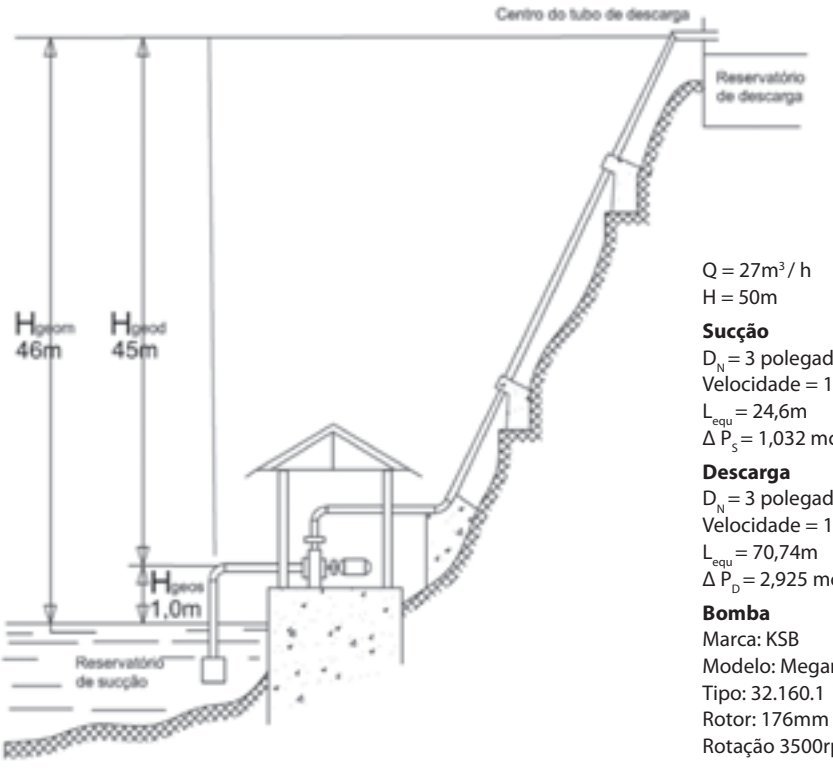
O engenheiro concluiu que a altura total do sistema para elevar a água do lago até o reservatório é de aproximadamente 50 metros.

Para atender à determinação do proprietário, no sentido de que o sistema tenha uma vazão de $27m^3$ por hora, o engenheiro sugeriu que fosse adquirida a seguinte bomba:

- Marca – KSB
- Modelo – Meganorm
- Tipo – 32.160.1
- Rotor – 3.500rpm (rotações por minuto).

A Figura 79 mostra um desenho esquemático que representa os detalhes do sistema hidráulico da fazenda Santo Antonio.

Figura 79 – Sistema hidráulico da Fazenda Santo Antonio



Q = 27m³ / h
H = 50m

Sucção
D_N = 3 polegadas
Velocidade = 1,56 m/s
L_{equ} = 24,6m
ΔP_S = 1,032 mca

Descarga
D_N = 3 polegadas
Velocidade = 1,56 m/s
L_{equ} = 70,74m
ΔP_D = 2,925 mca

Bomba
Marca: KSB
Modelo: Meganorm
Tipo: 32.160.1
Rotor: 176mm
Rotação 3500rpm

Após o estudo deste capítulo, responda: a bomba sugerida será a mais eficiente no bombeamento de água para irrigação e eficaz no consumo de energia elétrica?

Continuando nossa conversa

Curvas características das bombas

As curvas características das bombas são experimentações realizadas pelo fabricante da bomba e transcritas em seu manual técnico, por intermédio de gráficos. Nesses gráficos estão representadas as características de funcionamento da bomba, a saber:

- Altura manométrica que a bomba deve vencer com relação a sua vazão (QxH).
- Potência consumida pelo motor elétrico que aciona a bomba (P_C).
- Rendimento a ser apresentado pela bomba (η).
- NPSH.

Curva da vazão (Q) em relação à altura manométrica (H)

Essa curva mostra a relação existente entre a vazão (Q) e a altura manométrica(H).

A partir dessa relação (Q x H), o catálogo do fabricante traz as curvas das bombas que atendem às necessidades do sistema, no sentido de obter maior eficiência no bombeamento de água e eficácia com relação ao consumo de energia.

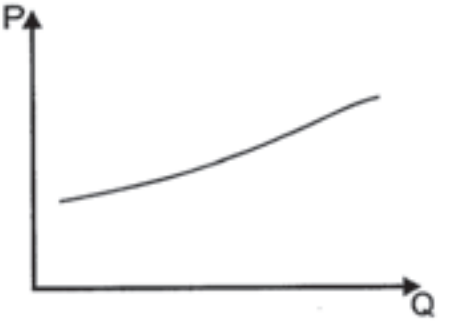
Curva da potência consumida pela bomba (P_C)

Em função das características elétricas do motor que aciona a bomba, determina-se a potência energética que está sendo consumida por ela.

A curva de potência consumida pela bomba é fornecida pelo fabricante. O fabricante determina a curva de potência da bomba a partir de medições efetuadas no motor elétrico que a aciona. Essas medições são feitas com aparelhos próprios, tais como: voltímetro, amperímetro, entre outros.

O gráfico, a seguir, mostra uma curva de potência consumida (PxQ).

Figura 80 – Curva da potência consumida



Potência hidráulica (PH)

A potência hidráulica da bomba (P_H) refere-se ao trabalho útil da bomba para deslocar a massa de líquido em uma unidade de tempo.

Rendimento da bomba (η)

O rendimento da bomba pode ser definido como a divisão entre a potência hidráulica da bomba (P_H) pela potência consumida da bomba (P_C), multiplicadas por 100 para se obter o resultado em percentual de rendimento como mostrado na equação, a seguir:

$(\eta) = ((P_H) \div (P_C))$ X 100.

Onde:

(η) = Rendimento

P_H = Potência hidráulica da bomba em W (CV)

P_C = Potência consumida da bomba em W (CV)

Veja um exemplo desse cálculo:

Exemplo

Uma bomba possui uma potência hidráulica de P_H = 8940 W

(12,155 CV) e uma potência consumida de P_C = 12503, 3 (17 CV), determinar qual o rendimento (η) dessa bomba.

Pela equação apresentada podemos determinar:

$$\eta = \frac{P_H}{P_C} X100$$

$$\eta = \frac{8940W}{12503W} X100$$

$$\eta = 7{,}15W \text{ X } 100 = 71{,}5\%$$

$$\eta = 71{,}5\%$$

Conclusão

Essa bomba tem um rendimento de 71,5%, quando está em funcionamento, ou seja, ela utiliza 71,5 % da potência total do motor elétrico para o seu funcionamento.

Atenção!

É sempre desejável que uma bomba tenha o maior rendimento possível, pois isso significa que o aproveitamento da energia elétrica consumida, transformada em energia hidráulica, teve o melhor aproveitamento para cada tipo de bomba.

Curva de rendimento

Essa curva mostra a relação existente na *vazão* (*Q*) e no *rendimento da bomba* (η).

A partir dessa relação ($Q \times \eta$), é possível obter maior eficiência no bombeamento de água em função de uma determinada vazão.

A curva de rendimento é obtida a partir do diâmetro do rotor em função da vazão.

A Figura 81 a seguir mostra a curva de rendimento

Figura 81 – Curva de rendimento

Curva de iso-rendimento

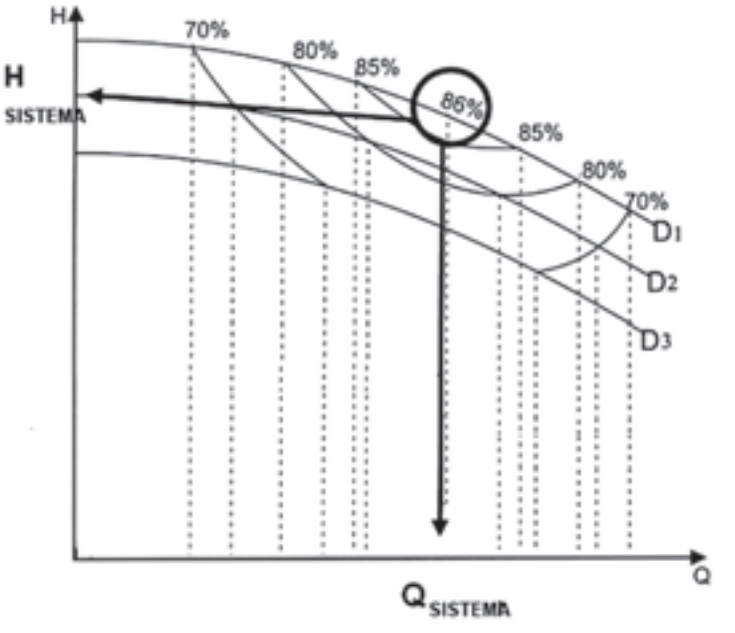
A curva de iso-rendimento é aquela que indica o mesmo rendimento de uma bomba para diferentes diâmetros de rotor em relação à vazão (Q) e à altura manométrica (H). As curvas são desenhadas sobre um mesmo gráfico.

As curvas de iso-rendimento são representadas pelo desenho da curva Q x H de cada rotor.

Para encontrar um rendimento de um determinado rotor, traçam-se as retas a partir do ponto de vazão (Q) e do ponto que indica a altura manométrica (H), que se cruzam na curva do rotor. O ponto de cruzamento, também, indica o rendimento da bomba.

O gráfico, a seguir, exemplifica curvas de iso-rendimento para uma bomba com uma mesma carcaça, que pode operar com diferentes diâmetros de rotores; D_1, D_2 e D_3, com um rendimento de 86% para todos os rotores.

Figura 82 – Curva de isorendimento



Fique ligado!

Para o melhor aproveitamento da energia elétrica, o ideal é que a bomba tenha o maior rendimento possível para uma determinada vazão (Q) e uma altura manométrica (H).

Curva de NPSH

A curva de NPSH representa a pressão mínima que o líquido deve ter para não iniciar sua evaporação e posterior condensação na entrada da bomba, em sua parte interna, junto ao rotor.

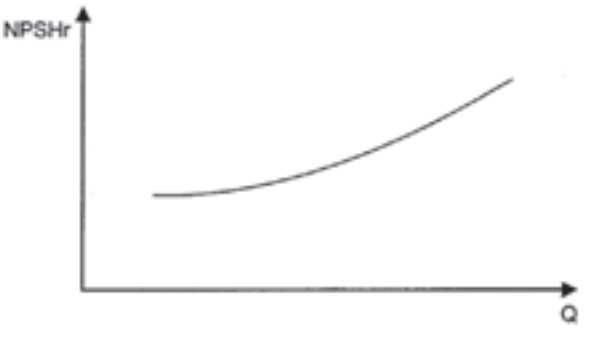
A interpretação errada da curva NPSH leva a um dimensionamento incorreto da tubulação de sucção e isso acarreta a erosão do rotor, fenômeno chamado de *cavitação* do rotor da bomba.

Atualmente, entre todas as curvas características da bomba inclui-se a curva de NPSH, que é desenhada em função de uma vazão (Q) para um determinado diâmetro do rotor.

A curva de NPSH é também conhecida por *NPSH requerido*, cuja notação é $NPSH_R$, que é fornecida pelo fabricante da bomba.

O gráfico, a seguir, mostra a curva de $NPSH_R$.

Figura 83 – Curva de $NPSH_R$

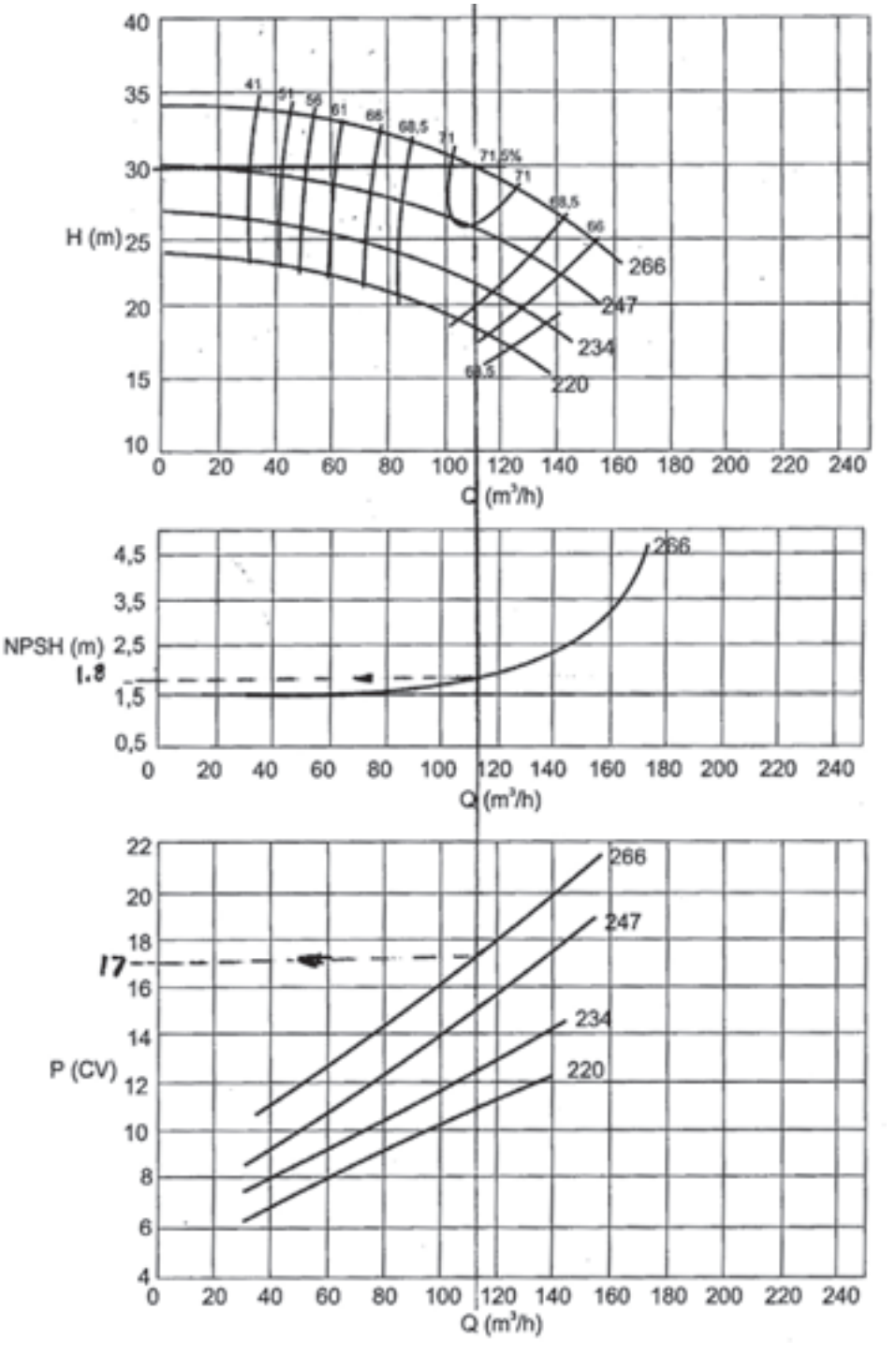


Exemplo de utilização das curvas

Com o que já foi estudado nos capítulos anteriores, imagine que você tenha determinado a altura geométrica de um sistema (H_{geom}) e calculado a sua perda de carga (ΔP) e com esses dados obtido a altura total do sistema como H = 30m e a necessidade da vazão volumétrica seja de $118m^3/h$.

Com o auxílio das curvas da bomba, determine as características de funcionamento de uma bomba.

Figura 84 – Curvas da bomba



Solução

Sobre a curva da bomba, cruza-se uma reta vertical que se inicia no ponto de vazão volumétrica determinada Q = 118 m³/h.

Nos gráficos podemos encontrar os valores a seguir:

No primeiro gráfico (Q x H), para a altura total do sistema de H = 30 metros, encontram-se as características a seguir:

- O diâmetro do rotor para essa aplicação é 266mm
- O rendimento será de η = 71,5%

No segundo gráfico encontramos o NPSH para a bomba funcionando com altura (H) = 30m e vazão (Q) = 118m³/h, que indica ser a característica da bomba.

NPSH = 1,8m

No terceiro gráfico, encontramos a característica potência consumida como:

P = 17CV

Em resumo:

- Curva (Q x H) representa a energia fornecida expressa em alturas de coluna de líquido;
- Curva (Q x $NPSH_R$) representa a energia requerida na falange de sucção da bomba, para evitar a cavitação.
- Curva (Q x P) representa a potência energética consumida pela bomba;

Atenção!

Para o bombeamento de líquido com viscosidade diferente da água, é necessária a correção dessas curvas para essa condição de trabalho.

Fique ligado!

A melhor bomba para um sistema hidráulico é a que tem o melhor rendimento (η) como o indicado em suas curvas características, pois isso implica menor consumo de energia.

Fatores que modificam as características das bombas

Lembre-se sempre que, quando operamos uma bomba, queremos obter dela uma determinada vazão (Q) para uma altura manométrica especificada (H), com um melhor rendimento (η) e assim conseguir um menor consumo de energia. Quando isso não acontece pode ser conseqüência de um mau projeto hidráulico.

Muitas vezes a bomba pode ter sido bem projetada para uma determinada instalação hidráulica, mas, por causa de uma manutenção mal feita, pode ocorrer a modificação de algum fator de funcionamento original da bomba. A modificação desse fator de funcionamento pode alterar as curvas características da bomba.

As alterações que modificam a curva característica da bomba podem ocorrer devido à:

- mudança da rotação;
- mudança do diâmetro externo do rotor;
- modificação da natureza do líquido bombeado.

Fique ligado!

Os manuais técnicos dos fabricantes e a literatura sobre mecânica dos líquidos fornecem as relações matemáticas, conhecidas como *Lei da Bomba* que mostram a variação das curvas de acordo com as alterações que modificam a curva característica da bomba.

Voltando ao desafio

A bomba que foi sugerida é da marca KSB, modelo Meganorm, tipo 32.160.1.

O catálogo técnico apresenta como características dessa bomba três curvas, que são:

- curva da altura manométrica;
- curva de NPSH;
- curva de potência consumida.

Vamos, então, defini-las.

- Curva da vazão *versus* altura manométrica (QxH)

No gráfico da primeira curva, após marcar os pontos de vazão (Q= 27m^3/h) e altura manométrica (H = 50m), traçar duas retas cujo ponto de cruzamento sobre a linha da curva do rotor indica que o diâmetro do rotor é de 176 mm e, também, que o rendimento (η) da bomba será de 60%, que é o melhor rendimento que a bomba sugerida pode ter.

- Curva da vazão versus NPSH (QxNPSH)

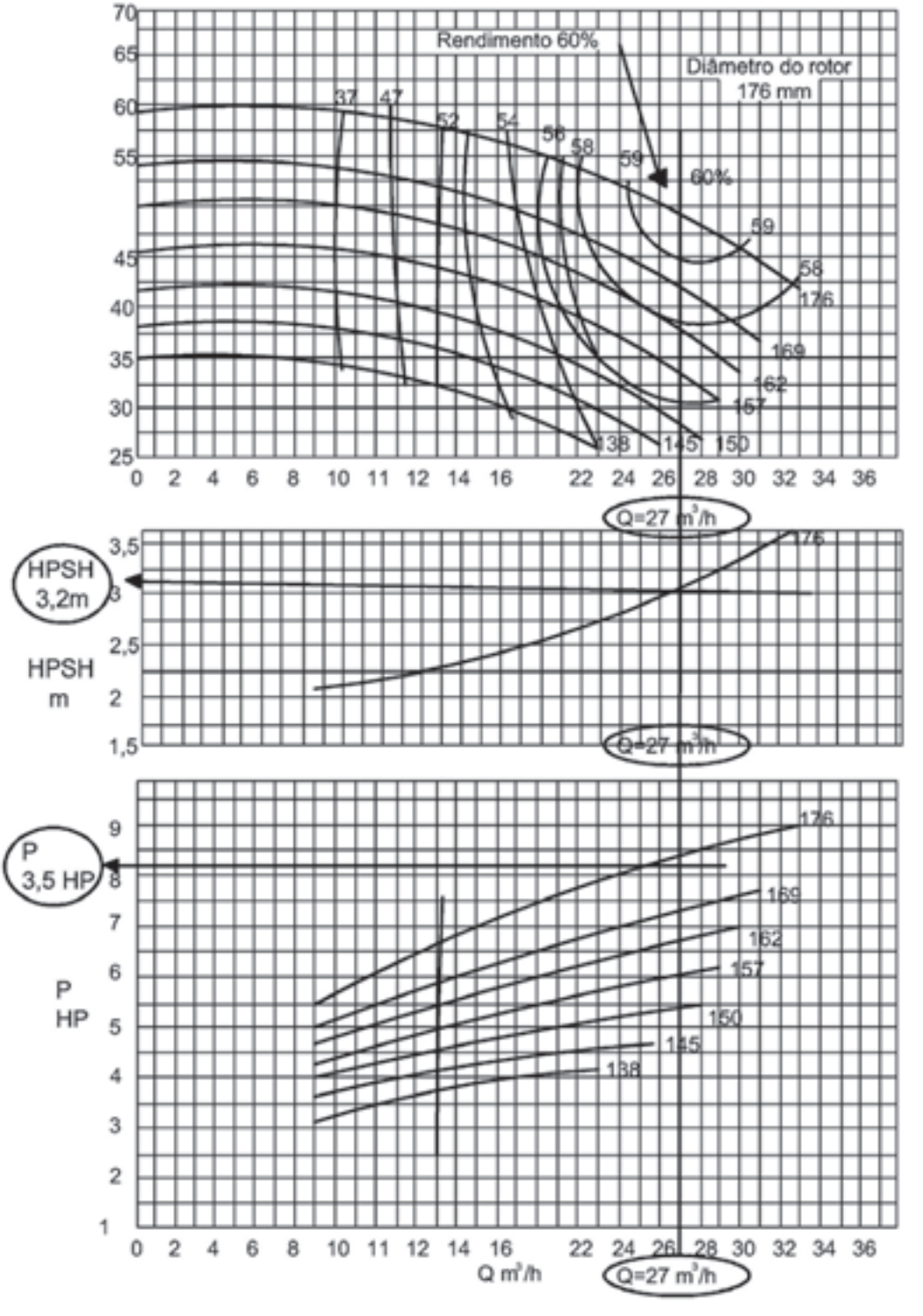
No gráfico da segunda curva, marcar o ponto de vazão (Q=27m^3/h) e traçar a reta que, ao cruzar com a curva existente, indica o NPSH de 3,2m.

- Curva da vazão versus potência consumida (QxP_C)

No gráfico da terceira curva, marcar o ponto de vazão (Q=27m^3/h) e traçar a reta que, ao cruzar com a curva do rotor, que tem o diâmetro 176mm, determina a potência (P_C) consumida de 8,5HP.

A figura a seguir mostra graficamente o traçado das três curvas características da bomba KSB:

Figura 85 – Curvas características de um tipo de bomba centrifuga radial do fabricante KSB



A análise das três curvas características leva à conclusão de que a bomba sugerida pelo engenheiro, nas condições de vazão ($27m^3/h$) determinada pelo fazendeiro e altura manométrica necessária de 50m é a melhor escolha no que se refere à eficiência de bombeamento e à eficácia no consumo de energia, pois essa configuração apresenta o rendimento de 60%, o melhor segundo o fabricante, para essa classe de bomba.

Resumindo

Neste capítulo você viu que as curvas características das bombas são:

- curva da vazão (Q) em relação a altura manométrica (H);
- curva de potência consumida pela bomba (P_C);
- curva de NPSH;
- curva de rendimento (η).

Você viu, também, como essas curvas são traçadas e, a partir da análise delas, como concluir qual bomba apresenta melhor rendimento.

Tomou conhecimento de que as curvas características das bombas são dadas pelo fabricante e, inclusive, a razão pela qual essas curvas são traçadas num mesmo gráfico.

Você ficou sabendo que as modificações feitas em uma bomba podem alterar seus fatores de funcionamento e, conseqüentemente, alterar as curvas características da bomba.

Aprenda mais

Solicite a um fabricante de bombas que lhe envie um catálogo pelo

correio, *e-mail* ou, ainda, o disponibilize via Internet.

De posse do catálogo, abra nas páginas das curvas características da bomba que você escolheu, encontre a curva que representa o modelo da bomba e estude-a com atenção.

Capítulo 7

CAVITAÇÃO E NPSH

Iniciando nossa conversa

Às vezes, uma bomba em funcionamento apresenta um ruído semelhante ao de lenha seca queimando ou, ainda, como se estivesse bombeando areia ou pedregulho.

Depois de certo tempo de funcionamento, quando ela for desmontada, percebe-se que o rotor tem várias erosões em sua entrada, junto ao rotor. Essas erosões, algumas vezes, chegam a ocupar uma área de mais de $20mm^2$ de superfície.

As erosões no rotor causam o seu desbalanceamento e com a alta velocidade que ele sempre gira surgirá uma vibração, que compromete os mancais da bomba e, algumas vezes, a própria carcaça.

Por incrível que pareça, essas erosões foram causadas pela água limpa, sem nenhuma substância abrasiva em seu conteúdo.

Esse fenômeno recebe o nome de *cavitação* e pode ser evitado, como você verá neste capítulo.

Objetivos

Os objetivos de estudo neste capítulo são:

- definir o que é cavitação;
- conhecer o método chamado de $NPSH_R$;

- calcular o $NPSH_D$ da instalação hidráulica;
- avaliar o $NPSH_D$ com relação ao $NPSH_R$;
- conhecer alguns métodos para evitar a ocorrência da cavitação.

Um desafio para você

A bomba, que será substituída no Condomínio Jardim das Rosas, apresentou durante o seu período de funcionamento um estranho ruído de areia sendo movimentada dentro de sua carcaça.

O mecânico (encanador) contratado para fazer o serviço de manutenção da rede hidráulica do prédio havia informado que esse ruído era normal.

Esse mesmo mecânico havia instalado um registro tipo globo na tubulação de sucção, pouco antes da entrada da bomba e informou ao síndico que isso era muito bom, pois assim ele podia controlar a vazão de água com mais precisão.

O mecânico estava equivocado. Após estudar este capítulo, responda: onde ele cometeu o erro? E por quê?

Continuando nossa conversa

Cavitação

Sempre que a bomba estiver acima do reservatório de sucção, ela tem uma pressão necessária para trazer água até a sua entrada e, assim, garantir seu perfeito funcionamento.

A bomba, ao sugar a água que entra por ela, provoca uma pressão que é chamada de *pressão de sucção*. Essa pressão de sucção tem que ser menor que a pressão sobre a superfície do reservatório para que haja o perfeito funcionamento da bomba.

Quando a bomba succiona água a uma pressão demasiadamente baixa, ocorre uma intensa formação de bolhas de vapor de água na entrada da bomba, devido à queda de pressão.

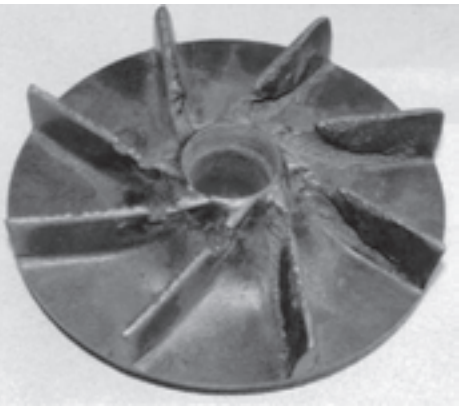
As bolhas de vapor serão conduzidas pelo fluxo do líquido até atingirem a região do rotor que, normalmente, gira à alta velocidade e, assim, provoca o aumento da pressão no interior da bomba.

Quando essas bolhas, provocadas pelo aumento da pressão, atingem a superfície do rotor, condensam-se de forma rápida e transformam-se em líquido novamente.

A rápida condensação dessas bolhas resulta numa implosão delas sobre o rotor. Essa implosão provoca a formação de pequenas bolsas, bolhas ou cavidades sobre ele. Com o tempo, esse fenômeno tem como efeito a retirada de material da superfície do rotor, onde essas implosões ocorrem. A esse fenômeno se dá o nome de *cavitação*.

Veja o resultado do rotor da bomba danificado pelo fenômeno da cavitação na Figura 86.

Figura 86 – Rotor danificado pela cavitação



Fique ligado!

Quando você bebe suco com um canudinho, ele só sai do copo porque ao sugá-lo você diminuiu a pressão no interior de sua cavidade bucal, puxando o suco para cima. Mas, na realidade, não é você que puxa o suco e sim a pressão atmosférica, que é maior que a pressão no interior de sua boca, empurrando o suco para cima por intermédio do canudinho

Evitando a cavitação

A cavitação ocorre devido à baixa pressão da água na entrada da sucção da bomba. Isso acontece porque quanto menor for a pressão de entrada maior será a quantidade de vapor formado e maior a possibilidade de ocorrer o fenômeno da cavitação.

Todavia, é impossível para a bomba succionar a água sem que sua pressão não seja menor que a do tanque de sucção, que, na maioria dos casos, é a própria pressão na superfície do líquido no reservatório de sucção. Dessa forma, na maioria das instalações de bombeamento, sempre ocorrerá uma vaporização da água na entrada da bomba. O problema que se apresenta é: como fazer para essa vaporização não ser prejudicial ao rotor da bomba e não criar o fenômeno da cavitação?

Para responder a essa pergunta, os engenheiros mecânicos criaram uma NPSH, que veremos a seguir.

Atenção!

A água que está em um copo não ferve entrando em ebulição naturalmente, porque a pressão atmosférica sobre ela não permite que as bolhas de vapor se formem. Mas quando você aquece a água no fogo, ela ganha energia e consegue, a partir de certa temperatura, vencer a pressão atmosférica e ferver.

Quanto menor for a pressão atmosférica, menor será a temperatura para a água ferver.

Quanto maior a altura de um determinado local, menor é sua pressão atmosférica e, dessa forma, menor será a temperatura para a água ferver.

A Tabela 13, que também consta no Anexo – Tabelas, relaciona a altura do local com a pressão atmosférica, e a Tabela 14 estabelece a relação entre a temperatura que a água ferve com a pressão atmosférica.

Veja, agora, exemplos.

- Em uma cidade litorânea em que a altura é 0 (zero), a pressão do local é de 10,33mca (metros de coluna de água), e a água ferve a 100ºC(cem graus *Celsius*).

- A cidade de Quito no Equador está a 3.000 metros de altitude em relação ao nível do mar e a sua pressão atmosférica é de 7,03mca. Nessa cidade, a água ferve a aproximadamente 89ºC.

Tabela 13 – Pressão atmosférica (H_{atm}) em função da Altura em (m)

Tabela 13	
Altitude	Pressão atmosférica
m	mca
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

Tabela 14 – de Vapor da Água (H_{VA}) em função da Temperatura em (m)

Tabela 14		
Temperatura	Peso específico	Pressão de vapor
^{0}C	kN/m^3	mca
15	9,789	0,17
20	9,789	0,25
25	9,777	0,33
30	9,764	0,44
40	9,730	0,76
50	9,689	1,26
60	9,642	2,03
70	9,589	3,20
80	9,530	4,96
89		7,03
90	9,466	7,18
100	9,399	10,33

NPSH

A sigla *NPSH* vem da expressão em Inglês *Net Positive Suction Head*, que já tem uma sigla correspondente em Português: APLS (Altura Positiva Líquida de Sucção ou Altura de Sucção Absoluta). Como em livros de vários idiomas conservou-se a designação de NPSH, utilizaremos esse termo também aqui.

NPSH (ou APLS) é a grandeza que representa a disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca da entrada da bomba e que permitirá atingir o bordo da pá do rotor.

Existem dois fatores que possibilitam o surgimento da cavitação em uma bomba:

- bomba trabalhando com baixa pressão e alta vazão;
- existência de altura negativa de sucção.

Quanto maior for a vazão da bomba e a altura de sucção, maior será a possibilidade de a bomba cavitar em função do NPSH.

Para que o NPSH proporcione uma sucção satisfatória à bomba, é necessário que a pressão em qualquer ponto da tubulação nunca venha reduzir-se à pressão de vapor do líquido.

Para se estabelecer, comparar e alterar os dados de uma instalação hidráulica, deve-se determinar dois valores característicos do NPHS:

- NPSH real ou requerido;
- NPSH disponível.

NPSH real ou requerido

O $NPSH_R$ requerido ou real é uma característica da bomba, determinada em seu projeto de fábrica, por meio de cálculos e ensaios de laboratório.

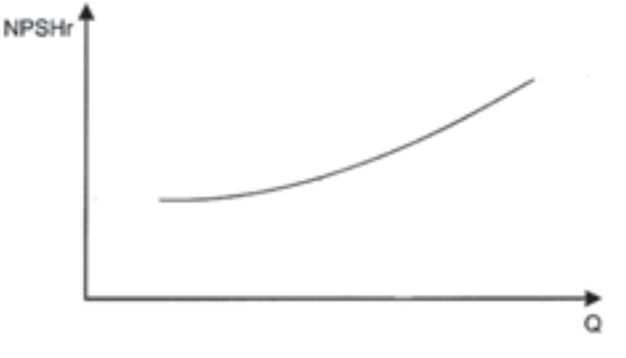
Tecnicamente, $NPSH_R$ é a energia necessária para vencer as perdas de carga entre a conexão de sucção da bomba e as pás do rotor, assim como criar a velocidade desejada no líquido, nas pás do rotor.

Esse dado deve ser obrigatoriamente fornecido pelo fabricante por meio das curvas características das bombas. (curva do NPSH)

Os fabricantes fornecem em seus catálogos, para cada tipo de bomba, um gráfico do $NPSH_R$ em função da vazão da bomba (Q)

O gráfico, a seguir, mostra a relação entre o $NPSH_R$ e a vazão da bomba.

Figura 87 – Gráfico de $NPSH_R$



NPSH disponível

$NPSH_D$ disponível se refere à disponibilidade de energia do líquido ao entrar na bomba, a qual depende da maneira como é projetada a instalação hidráulica.

De uma forma geral o $NPSH_D$, que é uma característica da instalação hidráulica, pode ser definido como a energia que o líquido possui, num ponto imediatamente anterior ao flange de sucção da bomba, acima da sua pressão de vapor. Essa variável deve ser calculada por quem dimensionar o sistema, em função da bomba, utilizando-se de coeficientes tabelados e dados da instalação.

O líquido no reservatório de sucção está sujeito a uma pressão interna diferente da pressão atmosférica. No momento em que o nível desse líquido está abaixo do centro da bomba, a pressão interna será negativa e poderá provocar a cavitação. Quando o nível do líquido desse reservatório estiver acima do centro da bomba, a pressão interna será positiva e, normalmente, não ocorrerá a cavitação.

A pressão de sucção deverá ser sempre superior à pressão em que a água ferve, referente à temperatura em que ela se encontra no momento de bombeamento (Tabela 14), para que não ocorra o fenômeno de cavitação.

Podemos equacionar o NPSHD (disponível) da seguinte maneira:

$$NPSH_D \text{ (disponível)} = H_{atm} + H_{geos} - H_v - \Delta P_S + P_{Res}.$$

Onde:

$NPSH_D$ = energia disponível na instalação para sucção, em mca;

H_{atm} = pressão atmosférica local, em mca;

H_{geo} = altura geométrica de sucção; é positiva quando a *bomba* está *afogada* (*), e negativa quando estiver acima do nível de água, em mca;

H_v = pressão de vapor do fluido em função da sua temperatura, em mca;

ΔP_S = perda de carga total na linha de sucção, em mca;

P_{Res}. = Pressão do reservatório de sucção.

Atenção!

(*) *Bomba afogada* é o termo que se usa quando o nível do reservatório de sucção está acima da entrada da bomba.

Fatores que modificam o $NPSH_D$

Se observarmos a equação do $NPSH_D$, veremos que a alteração de determinadas variáveis pode distorcer completamente o resultado final.

Assim sendo, convém analisarmos a influência dos seguintes fatores:

- altura estática de sucção (H_{geo});
- altitude do local da instalação;
- temperatura de bombeamento do líquido;
- tipo do líquido bombeado;
- tipo de entrada, diâmetro, comprimento e acessórios da linha de sucção;
- vazão;
- pressão do reservatório de sucção (P_{Res})

• Altura estática de sucção (H_{geo})

Variando a altura estática de sucção (H_{geo}) irá variar o valor do $NPSH_D$, pois existe um valor de altura estática máxima para o caso do nível do reservatório estar abaixo do nível da sucção da bomba.

• Altitude do local da instalação

Esse valor altera diretamente a pressão atmosférica do local, como pode ser observado na Tabela 13 (Pressão atmosférica para determinadas altitudes locais). Quanto maior a altitude menor será a pressão atmosférica local e, portanto, menor o $NPSH_D$.

• Temperatura do fluido

Quanto maior a temperatura, menor o $NPSH_D$, pois maior será a pressão de vapor da água, influenciando, também, o peso específico e o aumento da perda de carga, pela variação da viscosidade.

• Tipo de líquido bombeado

Eventualmente, em uma mesma instalação pode-se trabalhar com mais

de um tipo de líquido. Nesse caso, é necessário verificar o $NPSH_D$ mínimo, analisando a pressão de vapor, peso específico e viscosidade do líquido bombeado.

• Tipo de entrada, comprimento, diâmetro de tubos e acessórios

Qualquer alteração nas características físicas da tubulação de sucção ou nos acessórios (curvas, filtros, válvulas de crivo, entre outros.) pode aumentar a perda de carga ($\mathbf{\Delta H_S}$) e, conseqüentemente, diminuir o $NPSH_D$.

• Vazão

Quando a vazão do fluido é aumentada para uma mesma tubulação, aumenta-se a velocidade do fluido dentro da tubulação, isso acarreta aumento na perda de carga (ΔPS) e, conseqüentemente, diminui o NPSHD.

• Pressão do reservatório de sucção (P_{Res})

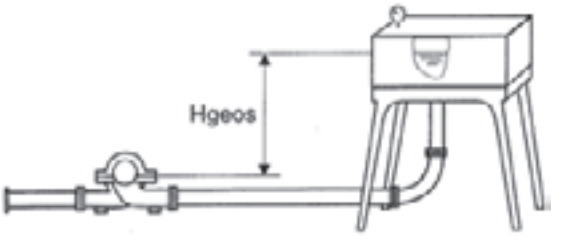
Quando existir, altera diretamente os valores do $NPSH_D$, aumentando o seu valor, quanto maior for a pressão do reservatório.

Localização do tanque de sucção e o $NPSH_D$

A equação do $NPSH_D$ irá depender da relação entre o reservatório de sucção e a bomba. Ela pode ser escrita da forma como aparece ao lado de cada uma das figuras descritivas dos reservatórios.

As figuras, a seguir, mostram esquematicamente diferentes situações do reservatório de sucção em relação à bomba.

Figura 88 – Reservatório de sucção pressurizado



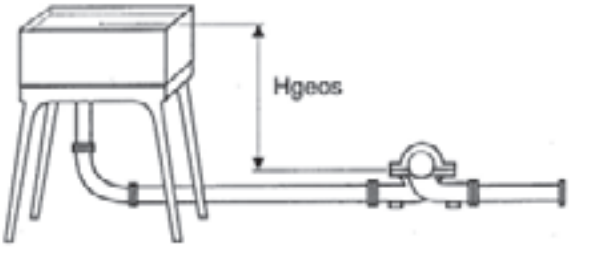
Reservatório de sucção pressurizado
acima da bomba
(Bomba afogada em reservatório pressurizado)
A pressão do reservatório é P_{Res}

$NPSH_d = H_{atm} + H_{geos} - H_v - \Delta P_s + P_{Res}$

Figura 89 – Reservatório de sucção acima da bomba

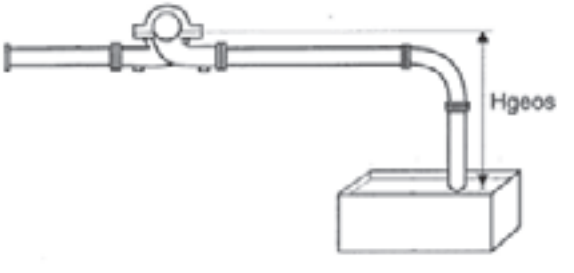
Reservatório de sucção pressurizado
acima da bomba
(Bomba afogada)
A pressão do reservatório é $P_{Res} = P_{atm}$

$NPSH_d = H_{atm} + H_{geos} - H_v - \Delta P_s$



Em ambos os casos, as bombas estão afogadas. A diferença é que uma tem P_{Res} diferente da pressão atmosférica.

Figura 90 – Reservatório de sucção abaixo da bomba



Reservatório de sucção abaixo da bomba
A pressão do reservatório é $P_{Res} = P_{atm}$

$NPSH_d = H_{atm} - H_{geos} - H_v - \Delta P_s$

Fique ligado!

Para não ocorrer a cavitação, o $NPSH_D$ deve sempre ser maior que o $NPSH_R$, o que podemos representar da seguinte forma:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

Quando essa relação $NPSH_D > NPSH_R$ não é satisfeita pelo sistema, ocorre o fenômeno da cavitação.

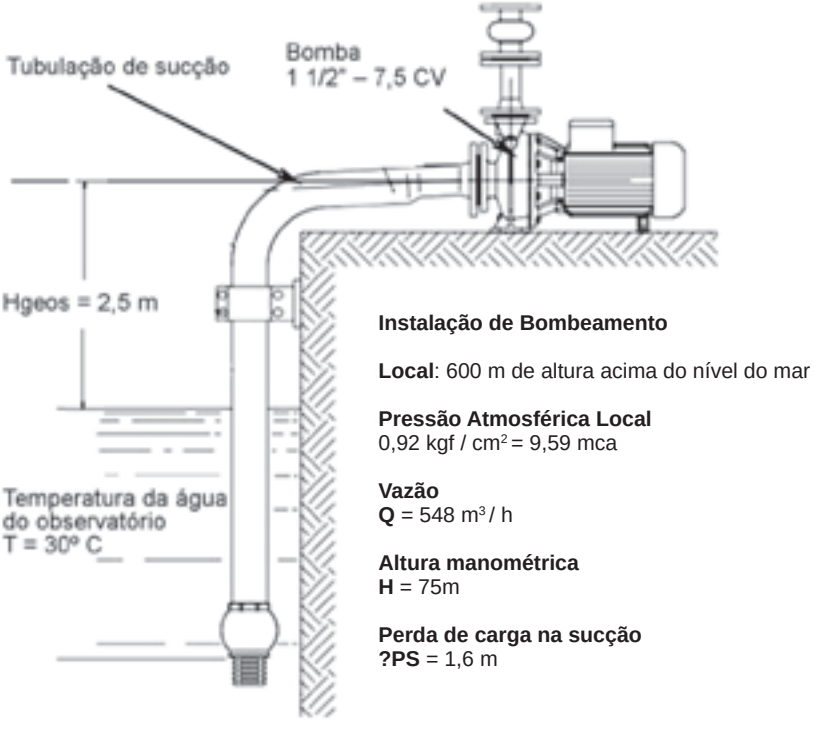
Acompanhe, a seguir, um exemplo.

Exemplo

Uma bomba modelo 1 ½ – 7,5CV, instalada em um local a 600 metros acima do nível do mar, apresenta uma vazão de Q =548m³/h e uma altura manométrica H = 75m. O reservatório de sucção está instalado abaixo da bomba, a uma altura H_{geos} = 2,5 metros. A temperatura média da água é de T = 30ºC e a perda de carga, calculada, 006Ea linha de sucção, é de ΔP_S = 1,6mca.

A Figura 91 mostra o desenho de uma instalação de bombeamento, referente ao exemplo apresentado.

Figura 91 – Instalação de bombeamento



Solução

Verificaremos se ocorrerá cavitação nessa instalação de acordo com os cálculos a seguir.

Determinação do $NPSH_R$:

Lembre-se que o $NPSH_R$ é uma característica da bomba, e é fornecido junto com as curvas da bomba no catálogo técnico do fabricante. Para exemplificar, usaremos a bomba modelo 1 ½" – 7,5CV.

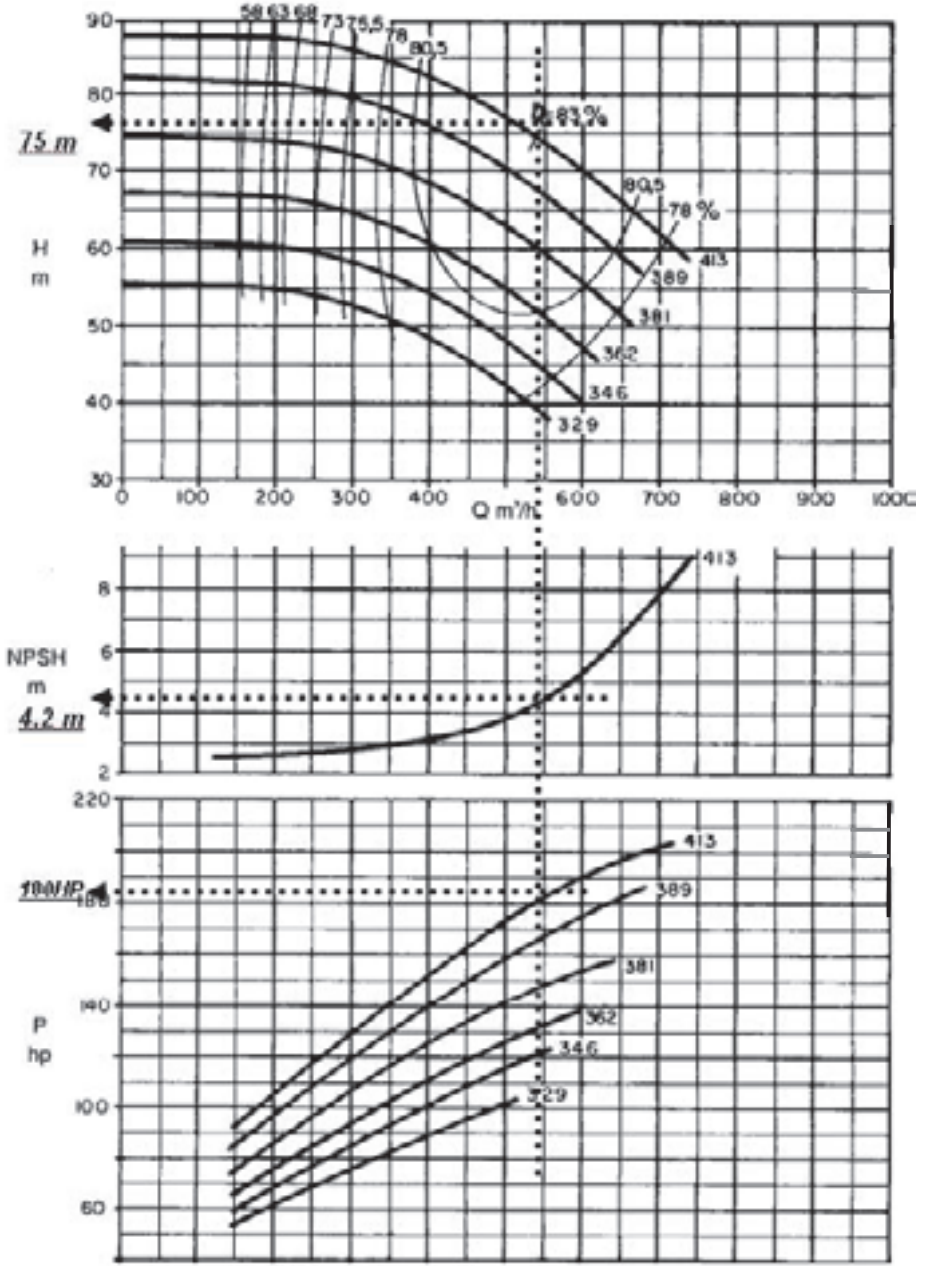
Essa bomba deverá atender às seguintes características da nossa instalação que são:

H (altura manométrica) = 75m

Q (vazão) = 548 m^3/h

Com esses valores, encontramos as características da bomba no manual técnico do fabricante, como mostrado a seguir nas curvas da bomba, modelo 1 ½ " – 7,5CV.

Figura 92 – Curvas características da bomba do exemplo



A bomba escolhida para nossa instalação hidráulica tem as seguintes características.

- rotor diâmetro de 413mm;
- potência de consumo de P_C = 180HP;
- rendimento η = 83%
- encontramos também junto às curvas dessa bomba o $NPSH_R$ para essas condições de trabalho, ou seja, 4,2mca

Cálculo do $NPSH_D$

Vamos calcular o $NPSH_D$ para quando o reservatório de sucção estiver abaixo da bomba conforme equação:

$$NPSH_D = H_{atm} - H_{geos} - H_v - \Delta P_S$$

Lembrando que:

- a altura do local acima do nível do mar é de 600 metros;
- a temperatura média da água é de 30ºC.

H_{atm}	= 9,59mca (tabela 13)
H_v	= 0,44mca (tabela 14)
H_{geos}	= 2,5 metros (altura sucção)
ΔP_S	= l, 60 metros (perda calculada para o atrito na sucção)

Tabela 13 – Pressão atmosférica (H_{atm}) em função da Altura em (m)

Tabela 13	
Altitude	Pressão atmosférica
m	mca
0	10,33
300	9,96
600	9,59
900	9,22
1200	8,88
1500	8,54

Tabela 14 – de Vapor da Água (H_{VA}) em função da Temperatura em (m)

Tabela 14		
Temperatura	Peso específico	Pressão de vapor
ºC	kN/m³	mca
15	9,789	0,17
20	9,789	0,25
25	9,777	0,33
30	9,764	0,44
40	9,730	0,76

Então:

$NPSH_D = H_{atm} - H_{geos} - H_v - \Delta PS$

$NPSH_D = 9{,}59 – 2{,}5 - 0{,}44 – 1{,}60$

$NPSH_D = 4{,}96$mca

Portanto, relacionando os $NPSH_D$ com o $NPSH_R$ concluímos que:

$4{,}96 > 4{,}2$, portanto,

$NPSH_D > NPSH_R$

Conclusão do exemplo

A bomba, nessas condições, funcionará normalmente *sem cavitar*, pois, $NPSH_D > NPSH_R$.

Para não alterar a relação de $NPSH_D > NPSH_R$, deve-se evitar que uma ou mais das condições apresentadas a seguir venha a ocorrer:

• Vazão da bomba

O aumento da vazão da bomba proporcionará uma maior velocidade da água no interior da tubulação de sucção, e uma maior velocidade fará aumentar a perda de carga (ΔP_S) na tubulação.

• Altura geométrica de sucção

O aumento da altura geométrica de sucção (H_{geos}) pode ocorrer com o abaixamento do nível de água do reservatório de sucção.

• Temperatura da água

O aumento da temperatura da água fará com que se tenha um valor maior da pressão de vapor da água (H_v).

Ocorrendo uma ou mais dessas três condições, o $NPSH_D$ poderá igualar-se ou ficar menor do que o $NPSH_R$, causando a cavitação.

Soluções para evitar a cavitação

Para evitar a cavitação de uma bomba, deve-se adotar uma, ou todas, das seguintes providências, conforme a situação:

- reduzir a altura de sucção (H_{geos}) e o comprimento da tubulação, aproximando o máximo possível a bomba da captação;
- reduzir as perdas de carga na sucção ($\mathbf{\Delta P_s}$), com o aumento do diâmetro dos tubos e conexões.

Fique ligado!

Deve-se evitar que a cavitação ocorra na bomba, pois, além de perder o rotor ou, ainda pior, a bomba inteira, o seu consumo de energia elétrica aumentará.
A cavitação diminui o rendimento da bomba devido ao aumento da potência energética requerida para o seu funcionamento, causando *perda de eficiência energética*.

Voltando ao desafio

O mecânico (encanador) contratado para fazer o serviço de manutenção da rede hidráulica do Condomínio Jardim das Rosas instalou um *registro tipo globo* na tubulação de sucção, pouco antes da entrada da bomba. Além disso, informou ao síndico que o ruído de areia dentro da bomba era normal e, assim, acabou cometendo vários erros que, provavelmente, serviram para diminuir a vida útil da bomba:

- a válvula globo instalada antes da bomba aumentou a perda de carga na linha de sucção, o que fez diminuir, ainda mais, a pressão na entrada da bomba.
- o $NPSH_D$ da instalação não ficou maior que o $NPSH_R$ da bomba, causando cavitação, o que gera um barulho semelhante ao de areia movimentando-se dentro da bomba.

O conselho que pode ser dado ao síndico é que retire a válvula globo da tubulação de sucção, ao refazer a instalação de sucção. Dessa forma, será possível obter um novo $NPSH_D$. De qualquer forma, porém, será necessário obter o $NPSH_R$ da

nova bomba a ser adquirida, para ter certeza de que não ocorrerá cavitação, com o $NPSH_D > NPSH_R$.

Resumindo

A bomba centrifuga para operar satisfatoriamente, requer líquidos livres de vapor na linha de sucção, à entrada do rotor. Se a pressão dentro da bomba cair abaixo da pressão de vapor do líquido, haverá a formação de bolhas de vapor nesse local.

Com o rápido aumento da pressão dentro da bomba, junto ao rotor, as bolhas se condensam voltando a transformar-se em líquido, provocando erosão no rotor. Esse fenômeno é chamado *cavitação*, que reduz a eficiência da bomba causando ruído, vibrações, fratura do rotor e até da carcaça.

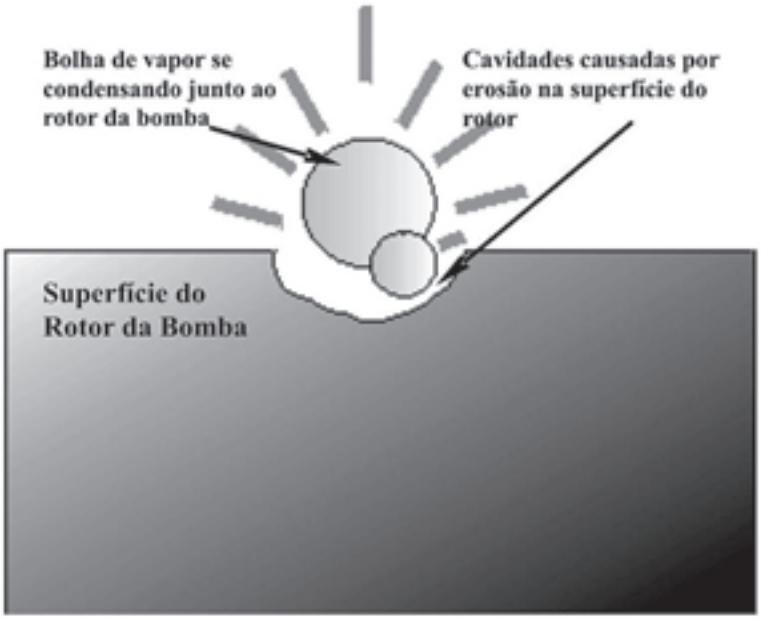
Para evitar a cavitação, as bombas necessitam de certa quantidade de energia no sistema de sucção, conhecido como NPSH *Net Positive Sucion Head*. O NPSH pode ser requerido ($NPSH_R$) ou disponível ($NPSH_D$). Esses são os dois termos mais importantes na discussão de cavitação em bombas centrífugas.

Fique ligado!

Bombas só podem bombear líquidos, não vapores. Quando dentro de uma bomba existir vapor do fluido bombeado que causa a cavitação, ou algum outro gás, como o ar, isso acarretará perda de rendimento da bomba com aumento do consumo de energia.

A Figura 93 mostra como agem as bolhas de vapor sobre a superfície do rotor.

Figura 93 – Superfície do rotor da bomba sob ação de bolhas de vapor



Aprenda mais

Você percebeu que o mínimo de descuido pode causar a cavitação e, conseqüentemente, a perda do rotor ou da bomba.

Existem tabelas prontas, para cada líquido específico, inclusive a água, indicando a relação para diversas temperaturas em função de diferentes pressões. Essas tabelas são conhecidas como *Tabelas Termodinâmicas de Saturação*. Caso você queira aprofundar-se mais sobre esse assunto, consulte alguns livros sobre termodinâmica.

Capítulo 8

INSTALAÇÃO DA BOMBA

Iniciando nossa conversa

Será que só por que a bomba está funcionando, podemos afirmar que a sua instalação está correta?

Neste capítulo você estudará os procedimentos que são importantes para a correta instalação de uma bomba.

Nesse processo, é muito importante ler atentamente o manual técnico do fabricante, que descreve os procedimentos necessários para se fazer a instalação e a manutenção dos equipamentos que ele fabrica. No manual, você vai conhecer o que é necessário para instalar uma bomba e, também, detalhes sobre ajustes, folgas, métodos de segurança de instalação e operação que devem ser observados e seguidos à risca.

O perfeito dimensionamento e a correta instalação da bomba, das tubulações, de acessórios, em uma rede hidráulica, resultarão em um sistema com menores custos de manutenção e com um consumo de energia adequado.

Objetivos

Os objetivos de estudo deste capítulo são:

- conhecer os procedimentos para receber, transportar, fixar e efetuar o alinhamento de uma bomba;
- conhecer os procedimentos para interligar a bomba à sua tubulação;
- conceituar a escorva.

Um desafio para você

O síndico do condomínio Jardim das Rosas já adquiriu no mercado uma bomba do tipo centrífuga que irá levar água da caixa d'água inferior até a caixa d'água superior, na laje do 5º andar.

A bomba e o motor elétrico que a acionará estão fixados, pelo próprio fabricante, em um chassi metálico.

Ao receber o conjunto motor e bomba, o síndico percebeu que ele está rigidamente fixado neste chassi e ficou em dúvida se poderia proceder à instalação, sem necessidade de maiores cuidados.

Qual a resposta correta que pode ser dada para tirar as dúvidas do síndico?

Continuando nossa conversa

Instalação da bomba

Normalmente, todas as instruções referentes à instalação de uma bomba estão contidas em um manual técnico fornecido pelo fabricante, que apresenta detalhes de operação e manutenção da bomba.

Um dos fatores que influenciam o bom desempenho de uma bomba é a sua correta instalação. Bomba instalada corretamente permanece alinhada por mais tempo, é menos sujeita aos vazamentos, vibra menos e requer menos manutenção corretiva, o que aumenta sua vida útil.

Atenção!

Antes de iniciar qualquer instalação, leia e analise minuciosamente as instruções do fabricante.

Vários procedimentos devem ser observados na instalação de uma bomba. Os mais importantes são:

- instalar a bomba o mais perto possível do local de fornecimento do fluido a ser bombeado, para reduzir a altura de aspiração estática;

- instalar a bomba de forma a proporcionar fácil acesso para sua manutenção e/ou verificação. No caso de bombas de grande porte, deverá ser previsto um espaço suficiente para sua montagem e/ou desmontagem;
- utilizar elementos que amorteçam as vibrações provocadas pelo funcionamento da bomba, para evitar a irradiação da vibração para outras áreas do local onde ela está instalada. Isso evita que a vibração afete a estrutura física das instalações prediais;
- adequar a base de fixação com dimensões apropriadas, para que a montagem, ao ser fixada, não provoque desalinhamentos e torções entre a bomba e o motor elétrico que a aciona;
- posicionar e fixar corretamente a bomba na base onde será instalada, a fim de garantir o bom desempenho e a vida útil do equipamento.
- usar o mínimo de tubulação e fixá-la o mais reto possível, desde o local de sucção até o local de descarga.

Fique ligado!

Detalhes de valores de medidas, tolerâncias, alinhamentos, folgas, dentre outros valores que são particulares de cada bomba, deverão ser consultados no respectivo manual do fabricante da bomba. Quando os padrões de folgas não são seguidos, como indicado no manual técnico de uma bomba, o funcionamento torna-se ineficiente, com perda de rendimento e aumento no consumo de energia.

Recebimento da bomba

Assim que a bomba for recebida, deverá ser inspecionada a fim de se verificar cuidadosamente se tudo está em perfeitas condições.

Em caso de alguma irregularidade, deve-se anotar o item danificado, ou não recebido, no recibo e na fatura do frete. Esses documentos deverão ser imediatamente encaminhados para a empresa transportadora.

As bombas devem ser entregues com todas as flanges e partes de metal expostas limpas de matérias estranhas e tratadas com algum composto anticorrosivo como graxa, vaselina ou óleo pesado.

Quando a bomba for utilizada, deverá ser desmontada, e os materiais anticorrosivo utilizados na superfície metálica da bomba precisam ser limpos.

Armazenagem

Quando for necessário armazenar a bomba por um espaço de tempo de, no máximo, seis meses, ela deverá ficar em lugar seco. Os elementos de proteção enviados pelo fabricante devem permanecer intactos até a sua montagem e instalação definitiva.

Quando o tempo em que a bomba ficará armazenada for superior a seis meses, ela terá que ser objeto de cuidados especiais. Será preciso dar tratamento de conservação aos mancais e às superfícies usinadas, para evitar oxidação nas partes internas, além de ser necessário girar o eixo várias vezes a cada três meses. O fabricante do motor elétrico e do dispositivo de acoplamento deverá ser contatado para saber como se deve proceder, caso haja necessidade de armazenar o motor por um período longo.

Um cuidado maior a ser tomado durante os períodos de armazenamento mais longos da bomba, é uma pintura ou cobertura com um fluido protetor, como óleo leve ou querosene.

As partes removíveis, como mancais e acoplamentos, deverão ser desmontadas, secadas, cobertas com vaselina e devidamente embrulhadas, individualmente, em papel parafinado ou similar e colocadas em caixas ou sacos plásticos, perfeitamente vedados, evitando que ocorra o contato de metal contra metal.

Os produtos antioxidantes usados na preservação das peças devem ser removidos porque elas precisam estar limpas antes de iniciar a montagem da bomba. Depois de montada, ela deverá ser lubrificada com o produto recomendado pelo fabricante.

Atenção!

O conjunto moto-bomba ou bomba deverá ser transportado com o máximo cuidado, considerando sempre as normas elementares de segurança.

Localização da bomba

A correta localização da bomba com relação às necessidades de sucção e descarga é importante do ponto de vista de operação e de manutenção.

Por intermédio do manual técnico, o fabricante da bomba deve fornecer a informação específica sobre cada tipo de bomba. Essa informação é importante, por que a posição em ela ficará depende do tipo de cada bomba.

Para garantir boas condições de escoamento, a bomba deve ser instalada próxima do reservatório de sucção e, sempre que possível, abaixo do nível desse reservatório. Isso fará com que o líquido penetre na bomba por meio da gravidade, o que é conhecido como *bomba afogada*.

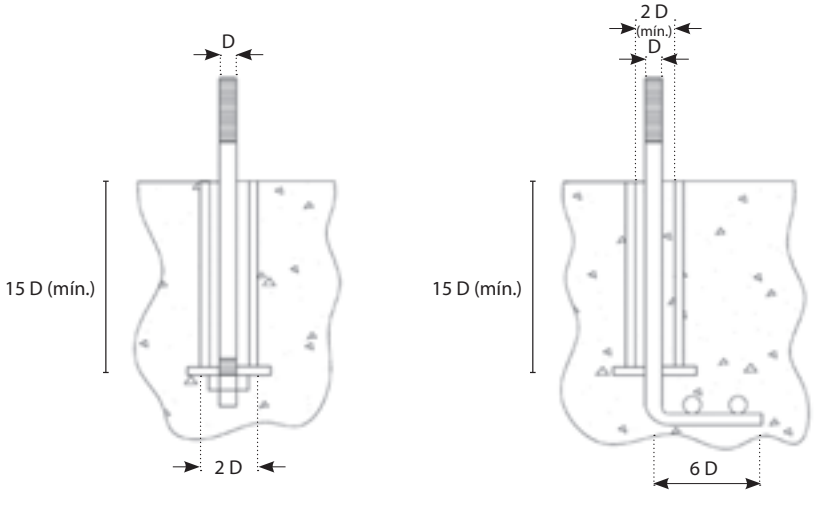
Fixação

Na construção da base de fixação do conjunto motor e bomba deve-se usar material que possibilite uma base firme. A maioria das instalações dos conjuntos de motor e bomba usa fundações de concreto, em virtude de seu baixo custo, alta resistência e rigidez.

Na construção de uma base para fixação do conjunto motor e bomba, é necessário ler com atenção o manual técnico do fabricante, pois lá estão as medidas da base de fixação, os pontos onde deverão ser fixados os chumbadores, a distância entre eles e outras informações necessárias para uma correta fixação do conjunto.

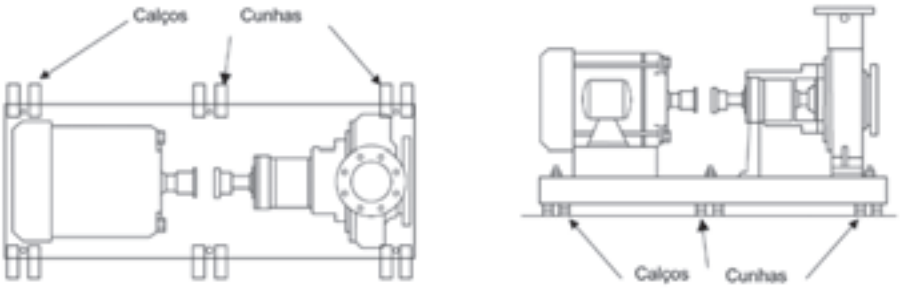
Observe na Figura 94 alguns exemplos de fixação dos chumbadores.

Figura 94 – Exemplo de fixação de chumbadores



O chassi da bomba deverá ser fixado nos chumbadores com o auxílio de suas cunhas. O ajuste do chassi da bomba deverá ser feito com o auxílio de calços, que serão fixados abaixo das cunhas, conforme mostra a Figura 95.

Figura 95 – Uso de calços e cunhas no ajuste do chassi da bomba



Atenção!

Os coxins servem para suavizar as vibrações exercidas pelo conjunto motor e bomba.

Alinhamento

Depois de instalado e fixado o conjunto motor e bomba, deve-se proceder a uma verificação do alinhamento da bomba. O instrumento de medição usado para verificar o alinhamento da bomba é chamado de *relógio comparador*.

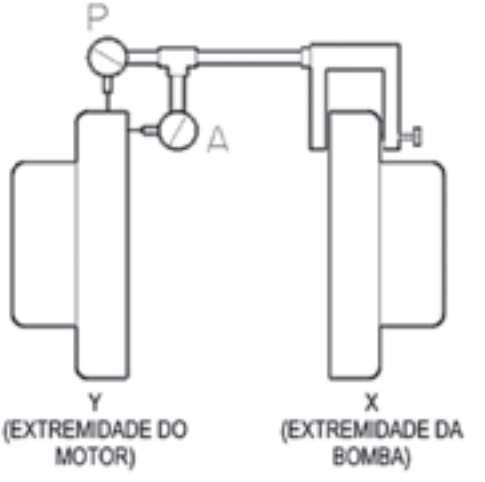
Os procedimentos e critérios para fazer o alinhamento, bem como os valores de tolerância desse alinhamento, são obtidos no manual técnico do fabricante.

Atenção!

Mesmo que o conjunto motor elétrico e a bomba já venham de fábrica fixados em seu chassi, é conveniente que se faça novamente o alinhamento, após o chassi da bomba ter sido instalado e fixado em seu futuro local de funcionamento. Lembre-se do que já comentamos no capítulo *Componentes da Bomba Centrifuga de Simples Estágio*: o desalinhamento do acoplamento, além de forçar os mancais da bomba e do motor elétrico, aumenta o consumo de energia elétrica.

A Figura 96 ilustra a colocação do relógio comparador.

Figura 96 – Colocação do relógio comparador



O alinhamento é verificado e ajustado em dois momentos distintos:

- alinhamento inicial, ou alinhamento a frio;
- alinhamento final, ou alinhamento a quente.

Atenção!

Como item de segurança, antes de iniciar qualquer procedimento de alinhamento, assegure-se de que a alimentação para o motor elétrico esteja desligada e com chave elétrica travada por cadeado de segurança.

Alinhamento inicial

O alinhamento a frio, ou inicial, é realizado antes do início de operação do sistema, quando a bomba e o motor elétrico estiverem na temperatura ambiente. Ele é feito em três etapas distintas, da seguinte maneira:

- alinhamento antes da fixação na base de apoio, que tem por objetivo garantir que um pré-alinhamento seja realizado.

- alinhamento após a fixação na base de apoio, que tem por objetivo garantir que não ocorram alterações durante o processo de fixação.
- alinhamento após a conexão dos tubos de canalização, que tem por objetivo garantir que os esforços de tensão da canalização sobre os flanges da bomba não alterem o alinhamento. Caso ocorra alteração, a canalização deve ser modificada, para remover os esforços de tensão sobre os flanges da bomba.

Alinhamento final

O alinhamento a quente ou final é realizado após o início de operação do sistema quando a bomba e o equipamento motriz estiverem na temperatura de funcionamento. Será realizado sempre depois que o alinhamento a frio tiver sido executado, e a bomba tiver sido colocada em funcionamento. Isso pode ser conseguido em uma única etapa: após o primeiro funcionamento, visando obter o alinhamento correto, quando tanto a bomba como o equipamento motriz estiverem na temperatura de operação. Daí por diante, o alinhamento deve ser verificado periodicamente de acordo com os procedimentos de manutenção.

Atenção!

Normalmente os fabricantes de bomba informam em seus manuais, que o alinhamento correto é de responsabilidade do instalador e do usuário da unidade.

Atenção!

O desalinhamento entre os eixos do conjunto motobomba acarreta um esforço desnecessário sobre os mancais desses equipamentos. Além de desgastar prematuramente os mancais do conjunto, gera necessidade de maior esforço para funcionamento do motor elétrico. Desse modo existe perda da eficiência energética devido a maior consumo de energia elétrica.

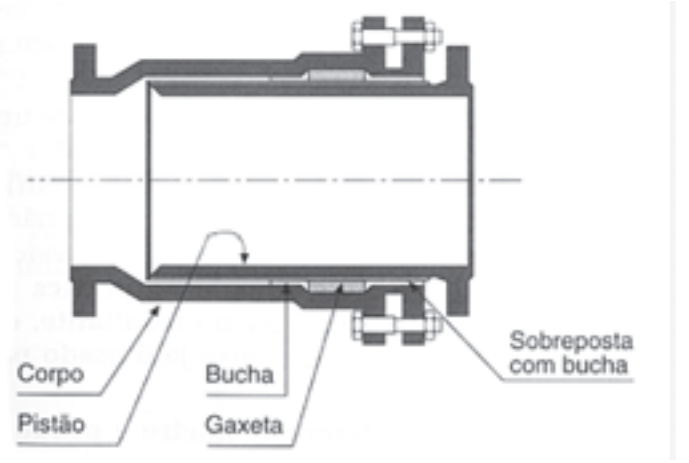
Tubulações

Apesar de estarmos estudando a bomba, é necessário tomar o máximo de cuidado com a tubulação que conduz o fluido. Afinal, ela estará conectada diretamente à bomba e uma instalação incorreta da tubulação poderá comprometer o seu desempenho. Isso pode ser evitado se tomarmos alguns cuidados quando da instalação da tubulação que são apresentados a seguir:

Cuidados na instalação da tubulação

- A tubulação deve ser apoiada de maneira independente em relação à bomba. Não se deve apoiar as tubulações nos flanges da bomba para que a carcaça não se encontre submetida a esforços desnecessários e, às vezes, prejudiciais.
- Todas as tubulações devem ser alinhadas naturalmente com lange da bomba. Nunca se deve forçar o alinhamento da tubulação no flange da bomba, para que não ocorram esforços na carcaça.
- Antes de completar o aperto das tubulações, deve-se verificar o alinhamento da tubulação em relação à bomba.
- As seções de tubulações devem ser adequadas à vazão, conforme tabela da norma NBR 6401 *Instalações centrais de ar condicionado para conforto – parâmetros básicos de projetos – Procedimentos*.
- Quanto menor for o comprimento de uma tubulação, maior será a possibilidade de se evitar a perda de carga e ganhar maior eficiência energética.
- Toda a tubulação e acessórios devem estar limpos internamente antes da conexão com a bomba, para evitar que qualquer resíduo sólido penetre no seu interior, mesmo que existam filtros nas tubulações de sucção e descarga.
- Se a bomba for movimentar fluidos quentes, deverão ser previstas juntas de dilatação para compensar a expansão linear e a dilatação térmica nas diversas singularidades existentes nas tubulações de sucção e descarga. Isso deve ser feito para evitar que a bomba fique desalinhada.

Figura 97 – Juntas de dilatação



- A tubulação não deve ser conectada à bomba até que o concreto da sua base de sustentação esteja completamente seco (curado) e os parafusos de fixação completamente apertados.
- É necessário prever na tubulação de sucção e descarga um ponto o mais próximo possível da bomba, onde será instalado um manômetro para leitura de dados que possibilitem o controle e análises de pressão de recalque e descarga.

Cuidados com a tubulação de sucção

A tubulação de sucção apresenta algumas peculiaridades que devem ser observadas. Confira a seguir:

- para minimizar a perda de carga, a tubulação deve ser curta e reta e ter um diâmetro igual ou maior que o da flange de sucção.

Fique ligado!

As bombas sempre são construídas com um valor mínimo de suas flanges de conexão. Os diâmetros dessas flanges, na grande maioria dos casos, é inferior àquele que é recomendado para se ter na tubulação – tanto de sucção quanto de descarga.

Lembre-se do que estudamos no capítulo *Perda de Carga*: a vazão máxima recomendada para um determinado diâmetro de tubulação segue uma recomendação da ABNT, conforme observado na Tabela 15 "*Parâmetros máximos para seleção da tubulação de água*".

- o trecho horizontal de uma tubulação, quando a sucção for negativa, deve ser instalado com ligeiro declive, no sentido bomba–reservatório. Quando a sucção for positiva, no caso da bomba afogada, ou seja, com o nível do tanque de sucção acima da entrada da bomba, esta inclinação deve ser instalada com ligeiro aclive no sentido bomba-reservatório;
- os redutores devem ser excêntricos no flange de sucção da bomba, com o lado em rampa na parte de baixo e lado reto na parte de cima, conforme Figuras 98 e 99;

Figura 98 – Sucção negativa

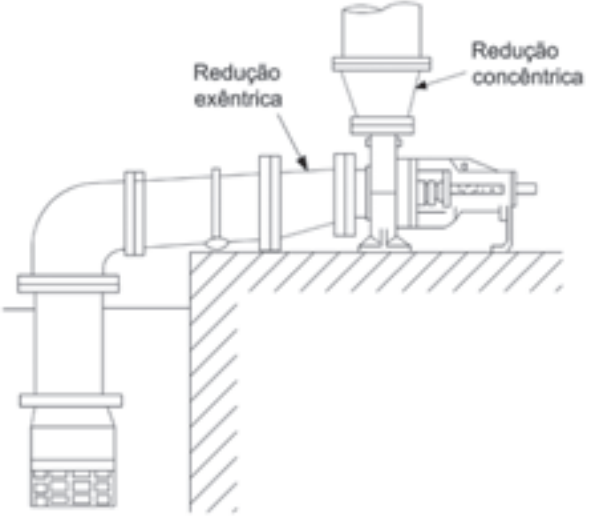
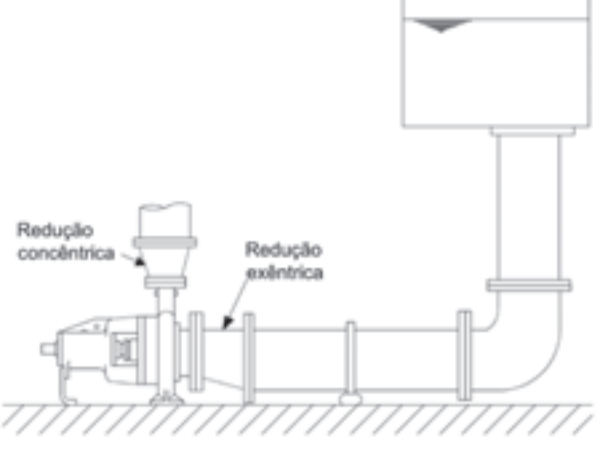


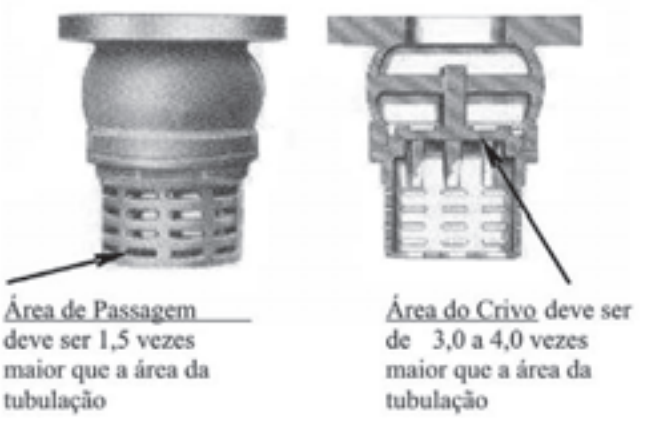
Figura 99 – Sucção positiva



- o diâmetro da tubulação de sucção não deve ser menor do que o diâmetro de sucção da bomba. A tubulação de sucção deve ser uma ou duas vezes maior do que a sucção da entrada da bomba, com um redutor excêntrico no flange de sucção;

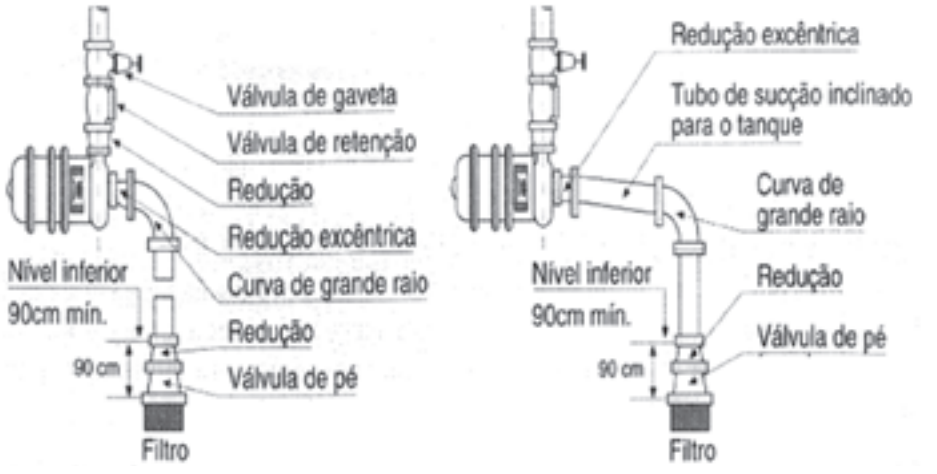
- Ao instalar curvas na vertical, em *bombas afogadas*, trabalhando com líquidos tóxicos ou inflamáveis, convém dotar a tubulação de uma redução excêntrica, com o lado reto voltado para baixo, a fim de evitar acúmulo de líquido;
- Uma válvula de pé é usada quando recomendada pelo fabricante ou se desejar manter a linha de sucção cheia de líquido quando a bomba é desativada. Seu uso implica aumento da perda de carga na sucção.
- A área de passagem do líquido para a válvula de pé deve ser uma e meia vezes maior que a área da tubulação. Caso haja válvula de pé, deve existir um crivo, cuja área de passagem livre seja três a quatro vezes maior que área da tubulação;

Figura 100 – Válvula de pé



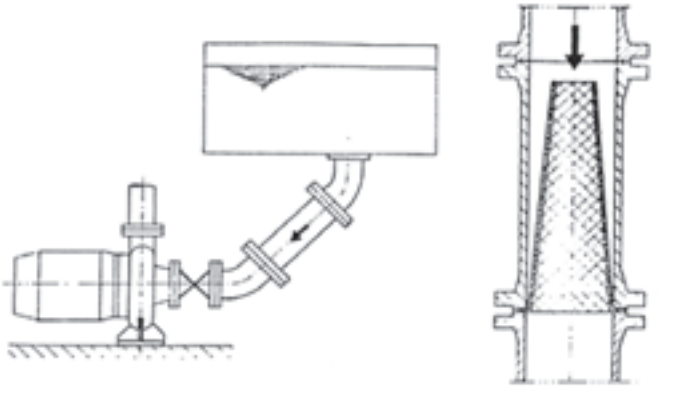
- Quando necessário, as válvulas de gaveta devem ser instaladas com a haste em posição horizontal ou para baixo, para dificultar a entrada de ar pelo engaxetamento;
- Quando necessário, os acessórios (válvulas, curvas, crivo, entre outros) devem ser projetados e instalados para propiciar as menores perdas de carga;
- O uso de curvas próximas ao flange de sucção da bomba deve ser evitado. Caso seja inevitável utilizar curva de raio grande, deve haver um mínimo de dois diâmetros de tubulação reta entre a curva e a admissão de sucção. Para se ter menores valores de perda de carga, deve-se utilizar joelhos de raios longos;
- Para se obter menores valores de perda de carga, deve-se utilizar joelho de raios longos;

Figura 101 – Entrada da bomba por curva direta e com redução excêntrica



- a tubulação nunca deve ter redução no seu diâmetro;
- no caso de instalações com bomba afogada, com sucção positiva, é recomendável instalar um registro para que o fluxo à bomba possa ser fechado quando necessário. Quando em operação o registro deverá permanecer totalmente aberto;
- no caso de sucção positiva, ou afogada, prever a instalação de um filtro chapéu, para proteção da bomba. Este filtro deve ser instalado de forma a facilitar a sua retirada para limpeza. Após algumas semanas de funcionamento e não havendo mais impurezas, o filtro poderá ser retirado definitivamente;

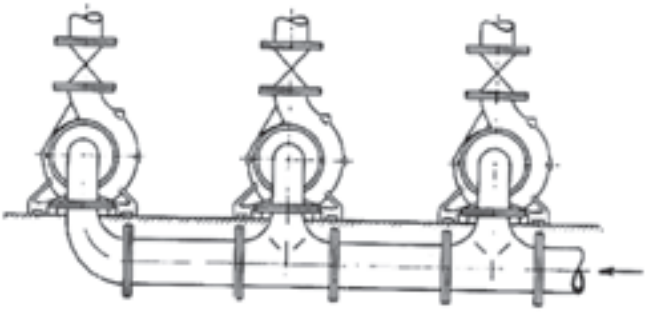
Figura 102 – Filtro chapéu



- no caso do uso do filtro, é necessária uma área de passagem de, pelo menos, três vezes a área interna da tubulação de sucção. Checá-lo na partida e periodicamente, durante as manutenções preventivas, para verificar possíveis obstruções;

- quando mais de uma bomba estiver operando, a partir da mesma fonte de suprimento são recomendadas linhas de sucção separadas;
- quando a mesma tubulação servir para abastecimento de várias bombas, não é recomendável a redução do diâmetro de tubulação à medida que cada bomba é abastecida;

Figura 102 –Tubulação de sucção de mesmo diâmetro abastecendo várias bombas



Cuidados com a tubulação de descarga

Os cuidados gerais que devem se tomados em relação à tubulação de descarga são descritos a seguir:

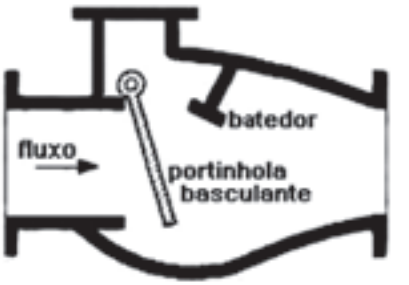
- utilizar reduções concêntricas para a ligação da tubulação ao flange da bomba, quando seus diâmetros forem diferentes;
- válvulas de retenção deverão ser instaladas logo após a bomba;
- instalar um registro gaveta após a válvula de retenção, com a finalidade de isolar o sistema, no caso de manutenção na válvula de retenção ou na própria bomba.

Fique ligado!

A válvula de retenção tem a finalidade de impedir que o líquido que se encontra na tubulação de descarga retorne pela tubulação à bomba, quando ela é desligada.
A válvula de retenção que impede o retorno do líquido funciona dessa forma porque dentro dela existe um dispositivo basculante que se fecha quando o sentido líquido é invertido.

Figura 104 – Válvula de Retenção

Figura 105 – Detalhe em corte mostrando a portinhola basculante da válvula de retenção



Fique ligado!

O registro gaveta é o que causa a menor perda de carga quando está totalmente aberto. Contudo, ele não é apropriado nos casos em que se requer controlar a vazão de água do sistema.

Quando se deseja um controle da vazão de água, deve-se usar um registro globo. Esse tipo de registro, porém, causa uma perda de carga muito maior que o registro gaveta e uma perda de carga sempre representa um maior consumo energético por parte da bomba.

Figura 106 – Esquema em corte de válvula gaveta

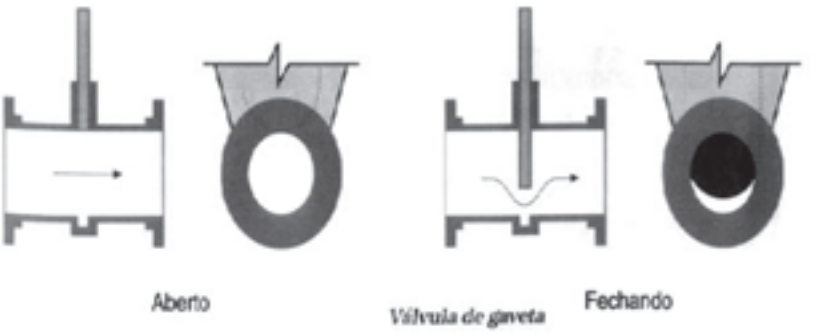
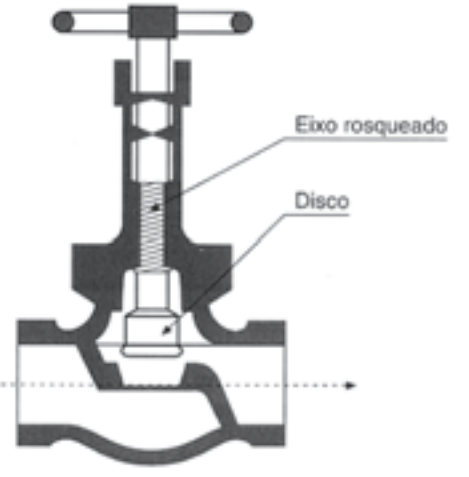


Figura 107 – Volante globo em corte



- Sempre que os valores das sobre-pressões ultrapassarem os limites recomendados para a tubulação e para a bomba, deve-se prever a instalação de dispositivos para controlar qualquer aumento brusco de pressão no interior da tubulação ou o golpe de aríete, tais como: válvula de alívio antigolpe de aríete, reservatórios de ar, válvula de alívio com molas. Isso é necessário quando as tubulações são muito compridas.

Fique ligado!

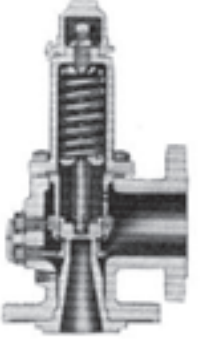
O golpe de aríete é a denominação que se dá quando um líquido, escoando dentro de uma tubulação a uma certa velocidade tem um bloqueio repentino de seu movimento, causando uma grande variação de pressão dentro da tubulação.

É o mesmo fenômeno que ocorre quando você aperta o botão da válvula de descarga, em um vaso sanitário e, ao soltar o botão, a água que desce pela tubulação é interrompida bruscamente de seu movimento, causando um forte ruído, facilmente audível, na tubulação sobre a válvula de descarga.

O golpe de aríete pode causar uma variação de pressão tão brusca que pode romper as paredes da tubulação, e destruir a carcaça da bomba, caso isso ocorra no interior da bomba.

Figura 108 – Válvula por controle de golpe de aríete

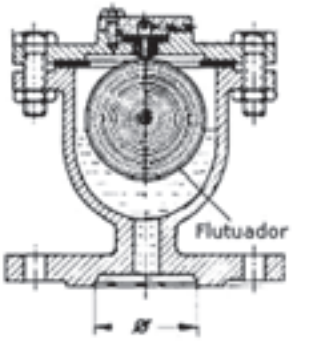
Figura 109 – Válvula de controle de aríete em corte transversal



- Nos pontos onde houver necessidade de expurgar o ar, podem ser instaladas válvulas ventosas.

Figura 110 – Válvula ventosa

Figura 111 – Válvula ventosa em corte



A bomba deve ser protegida contra operação inferior à vazão mínima, mediante dispositivos, tais como orifício calibrado ou válvula de vazão mínima.

Figura 112 – Orifício calibrado para controle de vazão mínima

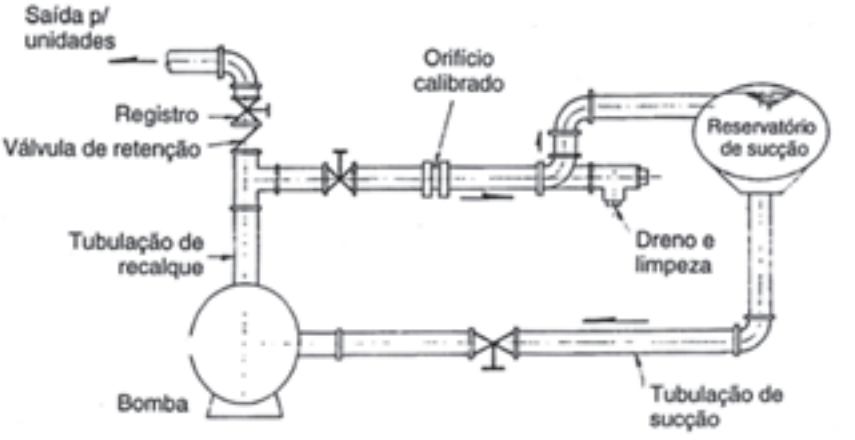
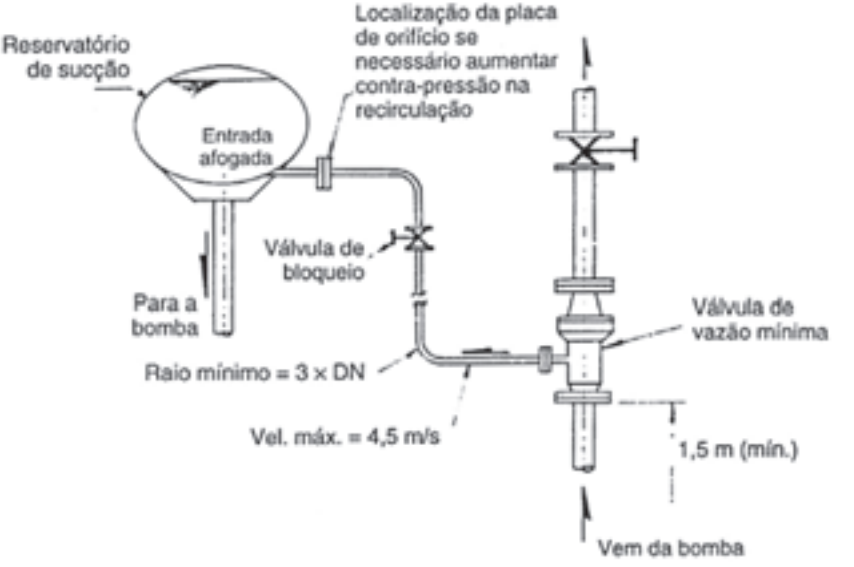


Figura 113 – Válvula de vazão mínima instalada entre a bomba e o reservatório de sucção

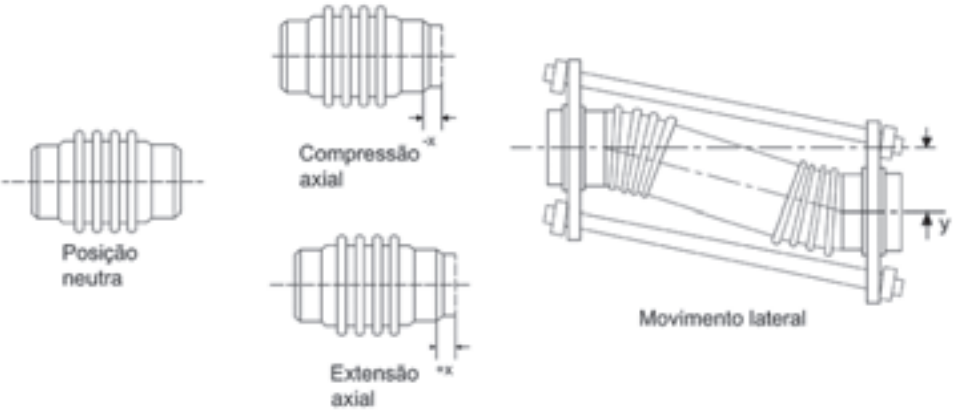


- Todas as tubulações devem ser alinhadas naturalmente com o flange da bomba. Caso o desalinhamento seja inevitável, deve-se utilizar junta de compensação que também é utilizada muitas vezes como junta de dilatação térmica.

Atenção!

Nunca se deve forçar o alinhamento da tubulação no flange da bomba, para que não ocorram esforços na carcaça da bomba.

Figura 114 – Juntas de compensação de desalinhamento e dilatação



Válvulas

Nesse item, apresentamos de maneira genérica algumas válvulas utilizadas em sistemas de bombeamento: as que têm a finalidade de causar algum bloqueio ou controle do fluxo de fluido.

Essas válvulas foram agrupadas em dois grupos distintos:

- válvulas de bloqueio;
- válvulas de controle do fluxo de fluido.

Válvulas de bloqueio

As válvulas de bloqueio são aquelas que trabalham geralmente em condições de abertura ou fechamento total das passagens do fluido, bem como em posições intermediárias de abertura, fixadas por meio de comando externo.

Elas podem ser operadas manualmente ou por dispositivos mecânicos, elétricos, hidráulicos, pneumáticos ou combinados.

Válvula borboleta

A válvula borboleta é uma válvula de bloqueio. Ela tem esse nome em virtude da configuração e movimento do elemento obturador. Seu princípio de funcionamento constitui-se a rotação de uma peça circular ou disco, em torno de um eixo perpendicular à direção de escoamento do fluido.

Quando aberta, a válvula borboleta oferece pequena perda de carga ao sistema.

Figura 115 – Válvula borboleta

Válvula de esfera

É uma válvula de bloqueio, caracterizada pela forma esférica do elemento de vedação. É de operação rápida, sendo necessário, unicamente, um quarto de volta para abrir ou fechar totalmente. Oferece ótima estanqueidade, mesmo em condições de alta pressão.

Quando totalmente aberta, a válvula de esfera causa uma perda mínima de carga.

Figura 116 – Válvula esfera em corte

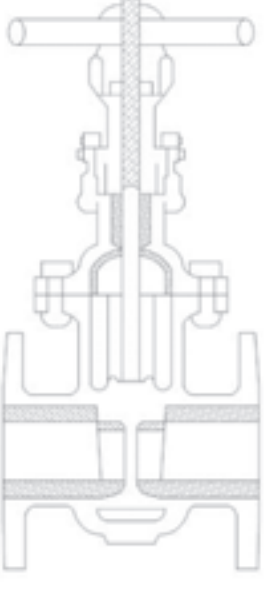
Válvula gaveta

Esse tipo de válvula de bloqueio é normalmente empregado em processos em que são necessárias freqüentes operações de abertura e fechamento. Seu manuseio é mais lento, se comparado com os de outros tipos de válvulas.

Não deve ser utilizada como válvula de regulagem ou estrangulamento, pois, sua sede pode sofrer desgastes por erosão, em razão do aumento na velocidade do fluido. Isso também pode causar o aparecimento de vibrações e ruídos indesejáveis.

Quando aberta plenamente, a válvula gaveta, apresenta uma pequena perda de carga.

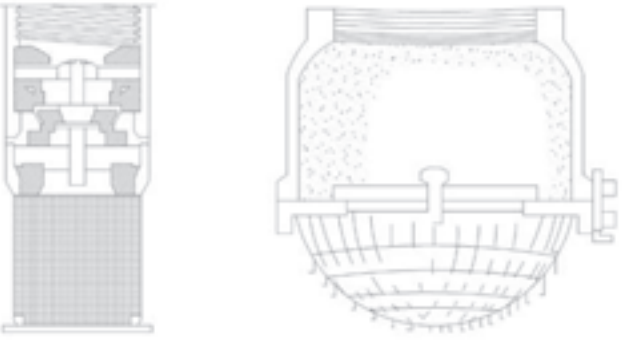
Figura 117 – Válvula gaveta em corte



Válvula de pé

Essa válvula de bloqueio é aplicada para impedir que o líquido que está na tubulação de sucção retorne para o tanque, esvaziando a linha de sucção, quando a bomba é desligada.

Figura 118 – Válvula de pé



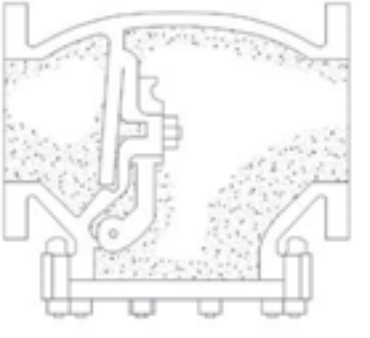
Válvulas de retenção

A válvula de retenção é utilizada para impedir o retorno do fluido (inversão do sentido de escoamento), caso em que ocorre automaticamente o seu fechamento.

Essa válvula pode ser classificada em:

- válvula de retenção horizontal;
- válvula de retenção vertical;
- válvula de portinhola;
- válvula de esfera;
- válvula de retenção tipo diafragma;
- válvula de retenção de linha.

Figura 119 – Válvula de retenção de portinhola em corte



Válvulas de controle

Essas válvulas podem ser operadas manualmente ou por dispositivos mecânicos, elétricos, hidráulicos, pneumáticos ou combinados.

São válvulas que apresentam a capacidade de controle das características do fluxo, como: vazão, pressão, temperatura, distribuição ou mistura de fluxo de fluidos.

Válvula globo

É uma válvula de controle normalmente empregada quando são necessárias operações freqüentes de abertura e fechamento da bomba, como também controles de vazão em qualquer proporção desejada.

Essas válvulas caracterizam-se pela forma globular do seu corpo. Permitem uma regulagem eficiente do fluido, com desgastes mínimos por erosão, tanto na sede como no obturador.

A válvula globo oferece, porém, uma elevada perda de carga devido à brusca mudança de direção do fluido ao passar por ela. De forma geral, as válvulas globo podem ser horizontais, angulares ou de passagem reta.

Figura 120 – Vista em corte da válvula globo

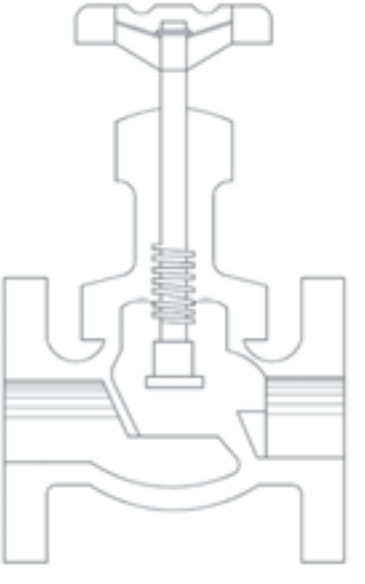


Figura 121 – Vista em corte da válvula globo em ângulo

Detalhes específicos das bombas

Com o manual técnico do fabricante da bomba, deve-se observar os demais detalhes que são específicos de cada uma e que devem ser seguidos criteriosamente, tais como:

- ajustes gerais do rotor e anel de desgaste;
- aperto das gaxetas;
- gotejamento de resfriamento da gaxetas;
- ajuste do selo mecânico;
- lubrificação dos mancais;
- alinhamento do acoplamento do eixo da bomba com o motor elétrico.

Escorva

As bombas não conseguem recalcar água se existir ar no seu interior. O ar fica preso entre a carcaça da bomba e o rotor.

Fique ligado!

Escorva um processo de preparação da bomba para funcionamento, no qual o ar ou gases contidos no seu interior e na tubulação de sucção e carcaça são extraídos e substituídos pelo fluído a ser bombeado.

Antes de dar início ao funcionamento é necessário que a tubulação de sucção e a bomba estejam completamente cheias de líquido.

As bombas centrífugas comuns, embora possam bombear fluídos de um nível inferior ao do seu bocal de sucção, necessitam ser inicialmente escorvadas, ou seja, *ter o ar substituído pelo líquido bombeado*.

Portanto, antes de começar a operar a bomba, tanto esta quanto a tubulação de sucção devem estar cheias de líquido. Para cumprir esta finalidade, são usados os seguintes métodos:

- escorva por meio de tanque de escorva;
- escorva por meio de ejetor.

Veja, a seguir, dois métodos que podem ser utilizados de maneira definitiva em uma instalação hidráulica.

Figura 122 – Escorva por meio de tanque de escorva

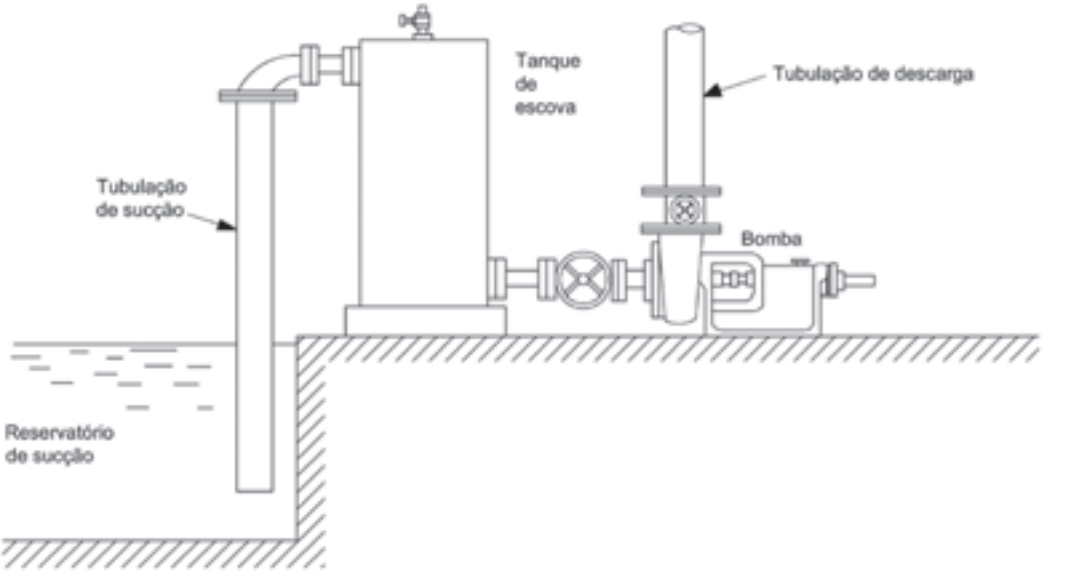
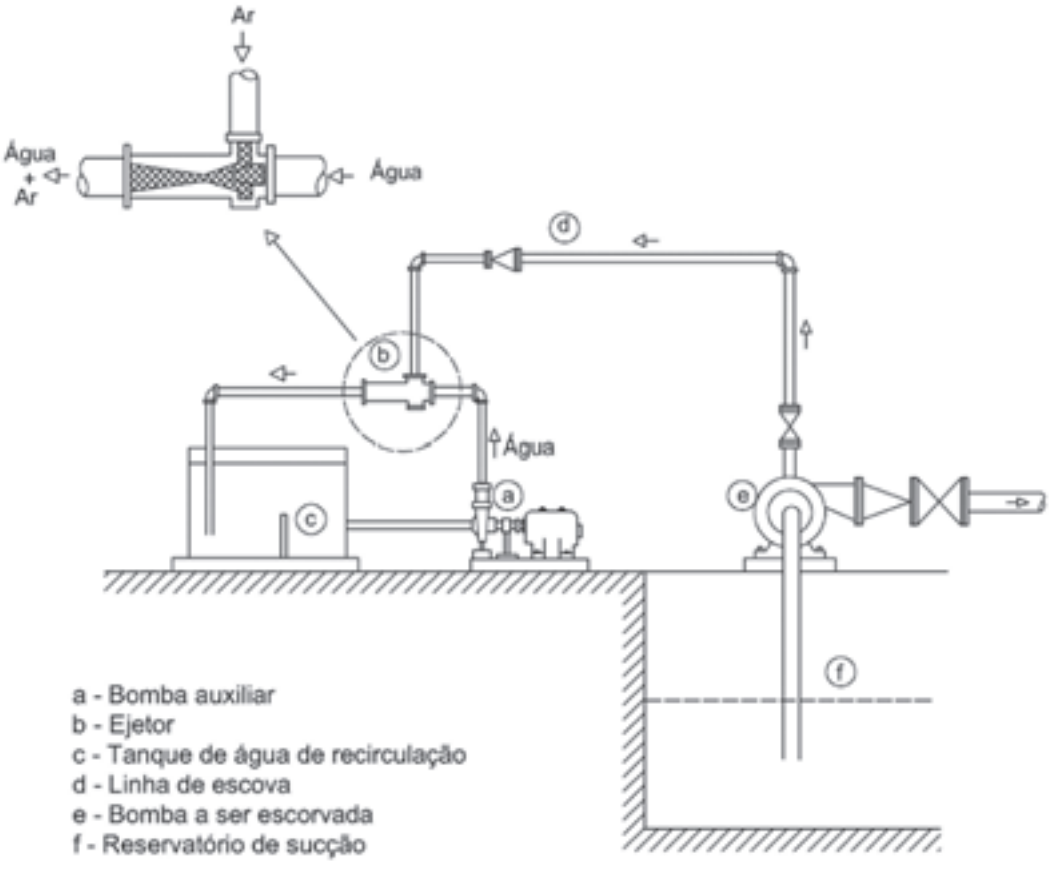


Figura 123 – Sistema de escorva por ejetor



Fique ligado!

A escorva é um assunto importante sobre o funcionamento de um sistema hidráulico. Por isso, no capítulo *Manutenção* são feitas mais observações sobre outros métodos para esses procedimentos. Quando existe ar dentro da caixa do rotor da bomba, pode ocorrer o seguinte: ela pode não funcionar, ou não atingir a vazão e a altura manométrica total a que foi especificada. Apesar de a bomba estar com seu rotor girando, não consegue bombear o fluido, acarretando um consumo de energia desnecessário.

Instalação elétrica

Na instalação elétrica do motor da bomba devem ser tomados os cuidados apresentados a seguir.

Cuidados na instalação elétrica

- Para a escolha correta da bitola do fio de ligação do motor da bomba, observar as condições do local (tensão da rede e distância até a entrada de serviço) e ler a potência (CV) na placa do motor. Procurar, nas tabelas existentes no manual de instalação, qual é o fio indicado para ligar o motor;
- observar o esquema de ligação na placa do motor e fazer as ligações compatíveis com a tensão da rede elétrica do local;
- instalar fusíveis e chaves de partida para dar segurança e proteção ao seu motor elétrico, evitando danos e a perda da garantia do mesmo. Consultar um técnico especializado sobre o assunto, ou a própria fábrica;
- sempre que for possível, instalar uma chave-bóia no sistema, cuja instalação deve obedecer às recomendações do fabricante, evitando o uso de chaves com mercúrio no seu interior.

Atenção!

É obrigatório o aterramento do motor elétrico da bomba, usando haste metálica com um mínimo de 50 cm enterrada no solo, ligada ao terminal de aterramento do motor com um fio de cobre de bitola mínima 10mm^2.

Operação

Os tópicos a seguir resumem as providências necessárias a serem observadas quando da primeira partida do conjunto bomba e motor elétrico. De maneira geral, são providências comuns a todas as bombas, mas o importante é que sejam seguidas as recomendações para a operação de partida da bomba no manual técnico do fabricante:

Cuidados com a primeira partida do conjunto bomba e motor elétrico:

- verificar a fixação da bomba e do seu acionador firmemente à base;
- verificar a fixação das tubulações de sucção e recalque da bomba;
- revisar as conexões elétricas, verificando se todos os sistemas de proteção do motor encontram-se corretamente ajustados e funcionando em segurança;
- executar as emendas das conexões elétricas de bombas submersas dos cabos com segurança, da maneira prevista nos manuais do fabricante;
- examinar o mancal quanto à limpeza e penetração de umidade. Todas as bombas lubrificadas a óleo devem receber a quantidade de lubrificante recomendada pelo fabricante.

Atenção!

Todas as bombas saem da fábrica sem óleo.

- verificar o sentido de rotação do motor elétrico, fazendo-o com a bomba desacoplada;
- certificar-se manualmente de que o conjunto girante roda livremente. Se for necessário um esforço maior, caso de bombas com mancais de deslize, gaxetas que estejam prendendo, etc., usar chave corrente ou grifo, com o eixo devidamente protegido para evitar danos. O esforço maior será necessário somente no início;
- certificar-se de que o alinhamento do acoplamento foi realizado conforme já explicado. Quando a temperatura do líquido bombeado for superior a 120ºC, o alinhamento do acoplamento deverá ser realizado à temperatura de operação ou adotar providências equivalentes. Consultar o manual do fabricante;
- se o acoplamento possuir protetor de segurança externo, certificar-se de que ele não está em contato com partes girantes;

- escorvar a bomba, enchendo-a com água ou o líquido a ser bombeado, eliminando, assim, a existência eventual de ar;
- certificar-se de que porcas do aperta-gaxeta estão apenas encostadas;
- Se houver registro de sucção, abri-lo totalmente;
- bombas com hidráulica radial ou semi-axial devem partir com o registro de recalque fechado;
- nas bombas com disco de equilíbrio, partir com o registro deslocado, para evitar esforços excessivos no seu manejo inicial;
- bombas da rede hidráulica axial e para vazões elevadas devem partir com o registro parcialmente aberto, para eliminar a possibilidade de vibrações excessivas no sistema;
- as bombas com hidráulica axial devem partir com o registro totalmente aberto.

Na verificação desses cuidados, pode-se dar partida ao acionador e desligá-lo imediatamente para observar o comportamento do conjunto. A partida deve ser gradativa e suave. Constatada a normalidade, dar a partida definitiva.

- Depois de ter colocado a bomba em funcionamento, observar e controlar se tudo está ocorrendo normalmente, a cada 15 minutos, durante as duas primeiras horas de operação. Novos controles deverão ser efetuados de hora em hora, correspondendo às primeiras oito horas;
- ajustar a bomba para o ponto de operação, abrindo lentamente o registro de recalque logo após o acionador ter atingido sua rotação nominal.
- no caso de bombas com rotores axiais, pode ser necessário fechar o registro para ajustar o ponto de operação;
- controlar a corrente nominal consumida pelo motor elétrico. Esse valor encontra-se na placa do motor, podendo-se verificar o valor da corrente com um amperímetro colocado diretamente no cabo de alimentação. Deve-se controlar também a tensão da rede;
- certificar-se de que o valor da pressão de sucção é a prevista no projeto;
- certificar-se de que a bomba opera livre de ruídos anormais, vibrações, etc;

- verificar a temperatura do mancal. A sua estabilização acontece usualmente após duas horas de operação e poderá atingir até 50ºC acima da temperatura ambiente, não devendo a soma exceder de 90ºC. Consultar o manual técnico da bomba;
- Ajustar o engaxetamento, apertando as porcas do aperta-gaxeta cerca de 1/6 de volta. Como todo engaxetamento recém-executado requer determinado período de acomodação, ele deve ser observado nas primeiras 8 horas de funcionamento e, no caso de vazamento excessivo, apertar as porcas em mais de 1/6 de volta.

Durante o funcionamento todo engaxetamento deve gotejar. Quando as gaxetas atingirem o estágio de acomodação, bastará um controle semanal. Consultar o manual técnico da bomba.

Sempre que possível, uma linha hidráulica deve ser construída com o menor número de singularidades e com a velocidade a mais baixa possível, desde que isso seja economicamente viável.

Para se obter velocidades menores, tubos de maior diâmetro devem ser utilizados.

Fique ligado!

As velocidades maiores causam maior perda de carga, uma maior perda de carga aumentará a potência da bomba e, uma maior potência, representará um maior consumo de energia.

Voltando ao desafio

No desafio deste capítulo, o síndico deseja saber se pode instalar o chassi da bomba com o seu respectivo motor elétrico de qualquer maneira, já que ambos componentes estão fixados ao chassi.

A melhor recomendação é a de que ele deve observar o manual técnico de instalação da bomba adquirida onde constam os detalhes relativos à instalação desse

conjunto de bomba e motor elétrico. O síndico irá observar que existe uma grande gama de recomendações que vão desde o nivelamento da base de concreto onde o chassi, bomba e motor elétrico deverão ser apoiados, com seus respectivos pinos de fixação e coxins de apoio para aliviar a vibração e alinhamento.

Resumindo

Todos os itens expostos neste capítulo podem ser resumidos da seguinte forma quanto aos detalhes da instalação hidráulica:

- instalar a bomba o mais próximo possível da fonte de água, que deve estar isenta de sólidos em suspensão como: areia, galhos, folhas, etc.
- não expor a bomba à ação do tempo;
- ela deve ser protegida das intempéries (sol, chuva, poeira);
- manter um espaço suficiente para ventilação e fácil acesso para manutenção;
- nunca reduzir a bitola de sucção da bomba. Utilizar sempre canalização com bitola igual ou maior à indicada no catálogo. Os diâmetros das tubulações devem ser compatíveis com a vazão desejada;
- utilizar o mínimo possível de conexões na instalação. Preferir curvas em lugar de joelhos;
- recomenda-se o uso de uniões na canalização de sucção e recalque. Elas devem ser instaladas próximas à bomba para facilitar a montagem e desmontagem;
- vedar bem todas as conexões com vedante apropriado;
- instalar a canalização de sucção com um pequeno declive, no sentido da bomba para o local de captação;
- usar sempre válvula de pé (fundo de poço) com bitola maior que a da canalização de sucção da bomba. Instalar a válvula no mínimo a 30 cm acima do fundo do local da captação;
- nunca deixar que a bomba suporte sozinha o peso da canalização. Fazer um suporte de madeira, tijolo ou ferro;

- instalar válvulas de retenção na tubulação de descarga, quando a altura for igual ou maior que 20 metros, ou, em caso de recalques na horizontal, quando as perdas de carga excederem a 20mca.

Aprenda mais

Um dos melhores amigos do profissional é o catálogo do fabricante. Desenvolva o hábito de colecioná-los. Para isso, procure entrar em contato com os fabricantes.

Você pode fazê-lo de duas formas:

- visitando feiras e exposições técnicas e aproveitando a oportunidade para recolher a maior quantidade possível de material técnico;
- pesquisando na internet, com o auxílio de ferramentas de busca. Digite *bombas hidráulicas* na pesquisa e veja o que acontece.

No caso das bombas, lembre-se de que elas necessitam que todo o sistema hidráulico esteja perfeito para trabalharem eficientemente.

Os manuais técnicos são uma fonte de conhecimentos diversos, no que se refere à bomba, e também, aos sistemas que estão ligados a ela, como motor elétrico, conexão das tubulações de sucção e descarga, base de instalação, transporte e movimentação da bomba, entre outros.

Se você for um profissional ligado à área da mecânica, procure inteirar-se de detalhes da instalação elétrica da bomba, os comandos elétricos, os esquemas de partida elétrica, entre outros.

Caso você seja profissional da área de eletricidade, procure inteirar-se de detalhes mecânicos, tais como, fixação de tubulação e alinhamento de acoplamentos. Todo esse conhecimento pode ser obtido por meio de conversas e trocas com os seus colegas de área de trabalho, bem como, com a leitura especializada sobre o assunto e em catálogos técnicos.

O conhecimento técnico fará de você um profissional mais disputado pelo mercado de trabalho.

Capítulo 9

MANUTENÇÃO

Iniciando nossa conversa

Para qualquer equipamento ter uma longa durabilidade, é necessário estabelecer rotinas de manutenção para a sua conservação. Essas rotinas são conhecidas como *planos de manutenção*. As bombas também devem ter um plano de manutenção para garantir o seu perfeito funcionamento.

Uma manutenção bem feita pode prolongar a vida da bomba com menores custos de operação e menor possibilidade de quebra, o que diminui o risco de interromper um determinado processo industrial.

Além disso, uma manutenção bem feita fará com que o equipamento trabalhe de acordo com as suas condições normais de projeto, o que proporcionará menor consumo de energia.

Neste capítulo, vamos descrever alguns procedimentos de manutenção que são rotineiros e comuns à maioria das bombas centrífugas.

Objetivos

Com os conhecimentos adquiridos nas unidades anteriores e os que serão obtidos nesta unidade, os objetivos de estudo deste capítulo são:

- seguir um plano de manutenção preventiva;
- realizar tarefas de lubrificação;
- substituir gaxetas;
- realizar escorva.

Um desafio para você

O síndico do Condomínio Jardim das Rosas providenciou a compra e a instalação de uma bomba centrífuga radial, segundo as recomendações do manual do fabricante.

A bomba foi colocada em operação de acordo com as indicações para a partida que constam no manual técnico da bomba, com os ajustes necessários para o seu funcionamento correto.

A bomba está funcionando perfeitamente, tanto no que se refere à sua parte mecânica quanto à parte hidráulica e o seu motor elétrico está trabalhando dentro das recomendações de tensão e corrente.

A empresa que instalou a bomba informou ao síndico que será necessário fazer inspeções de manutenção periódicas de rotina, a fim de garantir que a bomba funcione ininterruptamente, com menos problemas de quebra e, também, com menos consumo de energia. Para isso, apresentou um orçamento para realizar esses serviços.

Apesar de o orçamento apresentado pela empresa não ser elevado e de o condomínio ter condições de pagar, o síndico está em dúvida quanto a aceitar essa proposta ou não.

Após estudar este capítulo, o que você recomendaria ao síndico?

Continuando nossa conversa

Manutenção preventiva

Manutenções preventivas são bem realizadas quando seguem planos e períodos recomendados para a realização de operações de lubrificação, limpeza, verificação/inspeção e medição.

Essas intervenções são realizadas a intervalos regulares e conseguem detectar pequenos desvios no funcionamento da bomba que, se corrigidos de imediato, impedem que isso se transforme em grandes defeitos, assim, será necessário realizar apenas a lubrificação, limpeza e testes que poderão indicar ou não a necessidade de troca de algum componente.

Fique ligado!

Um programa de manutenção de rotina pode prolongar a vida útil de qualquer bomba. Um equipamento bem mantido irá durar mais e requererá menos reparos. Deve-se manter tudo anotado nos registros de manutenção, pois isso ajudará a localizar causas potenciais de problemas.

Registro da manutenção

Cada equipamento deve possuir um registro de manutenção e isto inclui a bomba, com um histórico de todos os serviços e operações de manutenção que são realizadas nela.

Nesse registro de manutenção devem estar anotadas todas as medições realizadas durante as inspeções, tais como: tensão e corrente elétrica de funcionamento, pressão de sucção e descarga. Devem constar, também, todos os serviços realizados, a descrição do aspecto externo de conservação. Isso é feito para que se registre e programe a limpeza externa, com a retirada de pontos de corrosão e realização de uma nova pintura.

Além disso, esse registro deve conter as programações e a realização da substituição de óleo lubrificante, gaxetas, anel de desgaste do rotor, luva protetora do eixo e rolamentos, entre outras peças, cuja troca é recomendada pelo manual técnico do fabricante da bomba.

Fique ligado!

Atualmente existem programas de computador que criam fichas e programas de manutenção para serem utilizados em microcomputadores. Esses programas de manutenção informatizados podem ser bem simples ou altamente sofisticados, dependendo da necessidade da empresa em controlar a sua manutenção.

Segurança da manutenção

Antes de realizar qualquer serviço de manutenção, é conveniente observar alguns detalhes de segurança que devem ser seguidos com todo o cuidado. Confira-os a seguir:

- a alimentação elétrica deverá estar sempre isolada, com a chave elétrica do quadro elétrico da bomba desligada e travada com cadeado, para que ninguém, inadvertidamente, ligue a bomba durante uma operação de desmontagem para substituição de qualquer componente da bomba;
- a bomba deve estar isolada do sistema e a pressão precisa ser aliviada antes da desmontagem, da remoção dos bujões, ou da desconexão da tubulação da canalização;
- no caso de necessidade de remover a bomba do local, deve-se utilizar equipamentos adequados de içamento e apoio, para evitar ferimentos graves;
- caso a bomba trabalhe com algum produto tóxico ou nocivo à saúde, os procedimentos adequados de descontaminação devem ser observados;
- as regras de segurança da empresa devem ser conhecidas e obedecidas à risca;
- todas as precauções e advertências em destaque no manual de instruções da bomba devem ser rigorosamente seguidas.

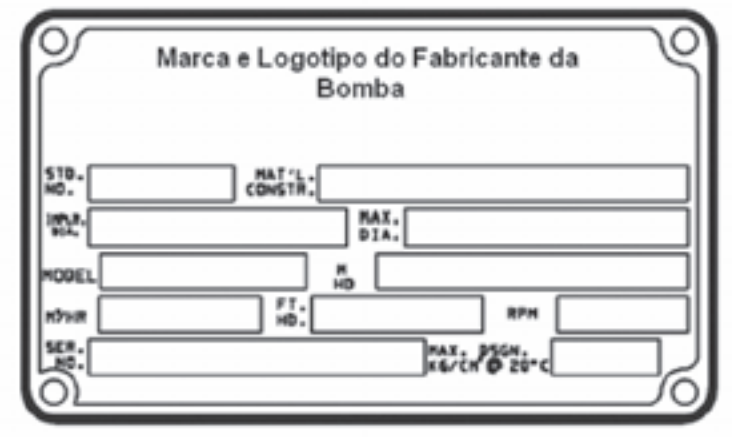
Informações da placa de identificação da bomba

Todas as bombas possuem duas placas de características que fornecem informações sobre a bomba. As etiquetas estão localizadas na carcaça e na estrutura do mancal.

Ao fazer o pedido de peças sobressalentes, é necessário identificar o modelo, o tamanho, o número de série e o número do item das peças necessárias. Esses são dados obtidos no manual técnico da bomba.

Observe, a seguir, um modelo de placa de identificação de um fabricante de bomba, onde são especificados os detalhes das características da bomba.

Figura 124 – Placa de identificação de uma bomba

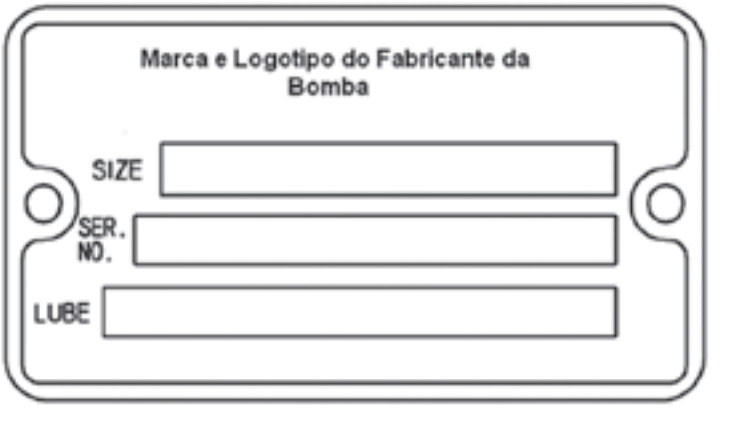


A etiqueta da carcaça da bomba, além de identificar o modelo da bomba e seu número de série, fornece, também, informações sobre as características hidráulicas da bomba, como vazão (Q) em m^3/h (metro cúbico por hora), altura manométrica (H) em mca (metros de coluna de água), entre outras informações, tais como:

- rotação em rpm (rotação por minuto);
- diâmetro do rotor em mm (milímetro);
- potência em CV ou HP.

Outra placa de identificação é mostrada a seguir. Ela é a etiqueta da estrutura do mancal que indica o tipo recomendado de lubrificante utilizado no mancal da bomba.

Figura 124 – Placa de identificação da estrutura do mancal da bomba



Rotinas de manutenção

Um bom plano de manutenção prevê verificações mensais, trimestrais, semestrais e anuais, das quais pode-se destacar:

- lubrificação do mancal;
- monitoração do selo;
- análise de vibração;
- pressão de descarga;
- monitoração da temperatura.

Inspeções de rotina

As inspeções a serem feitas rotineiramente devem incluir os itens a seguir:

- verificação do nível e da condição do óleo, por meio do visor no alojamento do mancal;
- verificação da presença de ruído, vibração e temperaturas anormais do mancal.
- inspeção da bomba e das tubulações quanto à presença de vazamentos
- verificação de vazamento da caixa de gaxetas:
- engaxetamento: a existência de vazamento excessivo requer ajustagem ou possível troca do engaxetamento.
- verificação de vazamento no selo mecânico: não deve haver nenhum;
- medições de corrente e tensão elétrica do motor elétrico.

Inspeções mensais

As inspeções mensais devem verificar:

- a temperatura dos mancais;
- o intervalo de lubrificação dos mancais.

Inspeções trimestrais

Durante as inspeções trimestrais é necessário controlar os itens a seguir:

- verificação do aperto da base e dos parafusos de fixação;
- inspeção do engaxetamento, se a bomba foi deixada sem funcionar. Deve ser trocado, se for necessário;
- troca de óleo a cada três meses ou com mais freqüência se existem condições atmosféricas adversas ou outras condições que possam contaminar ou deteriorar o óleo. O manual técnico do fabricante da bomba deverá ser consultado;
- medir a resistência de isolação elétrica do motor;
- inspeção do painel elétrico, verificando principalmente o rele de nível e as proteções elétricas.

Inspeções anuais

- As inspeções anuais devem verificar a capacidade, pressão e potência da bomba. Caso o desempenho da bomba não atenda aos requisitos de processamento, ela deve ser desmontada e inspecionada. As peças desgastadas devem ser trocadas.

Manutenção de mancais lubrificados com óleo

Assim como cada fabricante estabelece os procedimentos a serem adotados quanto à manutenção de suas bombas, também indica suas especificações quanto ao tipo de óleo a ser empregado.

O que é necessário saber é que as propriedades originais dos lubrificantes deterioram-se em virtude do uso. Além disso, todos os lubrificantes sofrem contaminação durante o serviço, motivo pelo qual devem ser completados e trocados regularmente.

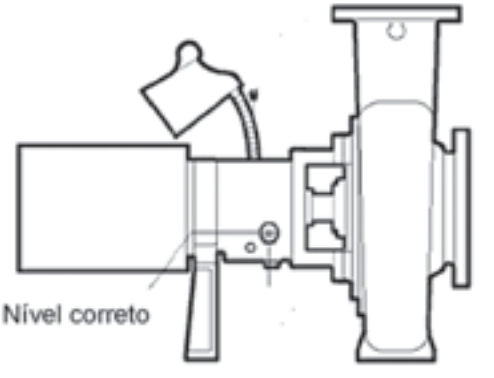
As recomendações são as seguintes:

- o óleo deve ser trocado a cada 200 horas para mancais novos e, depois, a cada 2.000 horas de operação. No caso das 2.000 horas não se completarem, o óleo deve ser trocado a cada três meses;

- o óleo dever ser trocado com maior freqüência se ficar contaminado com sujeira ou água;
- os mancais lubrificados a óleo devem ser lubrificados no local de operação;
- A lubrificação deve ser efetuada seguindo as orientações constantes no manual da bomba.
- o óleo deve ser recolhido pela abertura do bujão na parte inferior da caixa do mancal da bomba. Após o óleo ter sido todo esgotado da caixa de mancal, o bujão deve ser recolocado e vedado adequadamente para evitar vazamento. O óleo novo será recolocado pelo bujão de enchimento, na parte superior da bomba, até que o nível esteja no centro do visor. Após a colocação do óleo, o bujão de enchimento deve ser recolocado.

Veja Figura 126.

Figura 126 – Verificação do nível do óleo durante a recolocação



Mancais lubrificados com óleo

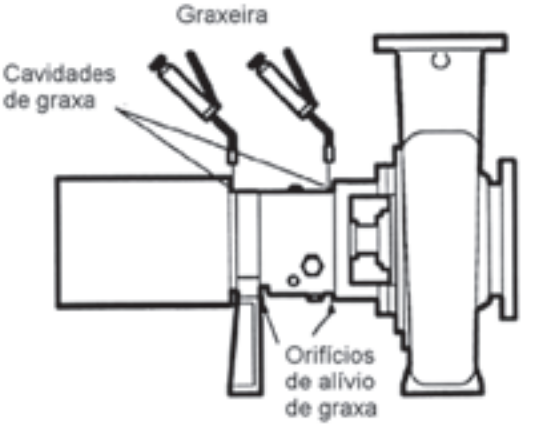
Manutenção de mancais lubrificados com graxa

Os mancais lubrificados com graxa são pré-lubrificados na fábrica. Em relação a esse tipo de mancal, preste atenção às orientações a seguir.

- Engraxar novamente os mancais a cada 2.000 horas de operação, ou a cada 3 meses, ou conforme orientação do manual técnico do fabricante da bomba.
- A especificação da graxa apropriada é estabelecida no manual do fabricante.
- As graxas comuns utilizadas nessa função são normalmente especificadas para temperatura ambiente de trabalho (entre a mínima de 0ºC e máxima de 80ºC).

- Normalmente, as temperaturas do mancal são cerca de 25ºC superiores às da temperatura da superfície externa do alojamento do mancal.
- Quando a temperatura de trabalho for menor de 0ºC, são empregadas graxas especiais e deve-se, sempre, verificar o manual técnico do fabricante da bomba.
- Para temperaturas de operação acima de 110ºC, os mancais devem ser lubrificados por uma graxa de alta temperatura, de acordo com as orientações do manual do fabricante da bomba.
- A temperatura do mancal normalmente aumenta após uma nova lubrificação devido a um excesso de suprimento de graxa. As temperaturas retornarão ao normal após a bomba ter virado e purgado o excesso dos mancais, normalmente entre duas a quatro horas, após o reinício da operação.
- Ao proceder a uma nova lubrificação, há o perigo de as impurezas penetrarem no alojamento do mancal. O recipiente de graxa, o dispositivo de engraxar e as graxeiras devem estar limpos.

Figura 127 – Engraxamento dos mancais da bomba



Mancais lubrificados com graxa

Procedimentos para reengraxar

- Limpar a sujeira das graxeiras.
- Remover os bujões de alívio de graxa.
- Encher ambas as cavidades de graxa, por meio das graxeiras, com a graxa recomendada, até que a graxa nova saia pelos orifícios de alívio.

- Garantir que os selos da estrutura estejam assentados no alojamento do mancal e, em caso negativo, verificar as recomendações no manual técnico do fabricante da bomba.
- Colocar a bomba para funcionar durante cerca de meia hora ou até que a graxa pare de sair do alojamento dos bujões pelo orifício de alívio.
- As temperaturas do mancal são, geralmente, cerca de 25°C superiores à temperatura da superfície externa do alojamento do mancal.

Fique ligado!

Proteja o meio ambiente! Não jogue no solo ou no esgoto o óleo usado. Esse óleo dever ser armazenado num recipiente e enviado para limpeza e recuperação em empresas especializadas.

Caixa de gaxetas

A caixa de gaxetas não é engaxetada na fábrica e as gaxetas devem ser colocadas corretamente antes da operação da bomba.

As gaxetas sofrem desgaste natural durante o funcionamento da bomba e devem ser substituídas.

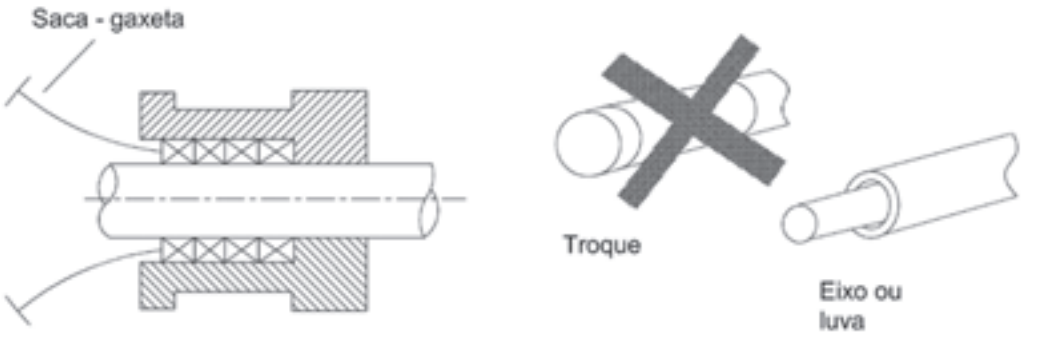
A seleção e colocação correta de uma gaxeta preservam a vida operacional útil de uma bomba ou válvula.

Instruções de instalação de gaxetas

Como não é comum aos manuais de fabricantes de bomba fornecerem detalhes para a remoção e instalação das gaxetas é conveniente aprender como fazê-lo. As etapas desse processo são descritas a seguir:

- com o motor e a pressão desligados, a gaxeta velha deve ser retirada com um saca-gaxeta, como indicado na Figura 128. Deve-se ter o cuidado para não danificar o eixo (ou luva protetora do eixo);

Figura 128 – Remoção da gaxeta



- limpar a câmara da caixa de gaxetas;
- examinar o estado do eixo ou da luva protetora, que deverá ser substituído caso apresente sulcos ou rugosidade.

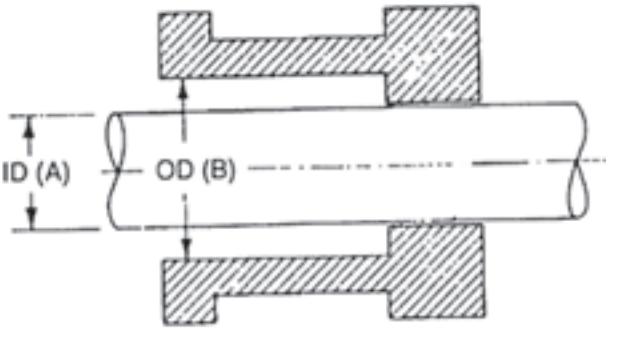
Atenção!

A luva protetora do eixo poderá ser reusinada até um diâmetro de 1mm, em valores superiores a esse deverá ser substituída.

- escolher o tamanho certo da gaxeta, determinando a seção transversal correta pela fórmula:

Seção transversal = $\frac{B - A}{2}$

Figura 129 – Diâmetro interno da caixa de gaxeta (OD) e Diâmetro externo do eixo (ID)



Esta fórmula ajuda a determinar a medida exata da gaxeta para efetuar um melhor controle do vazamento.

Exemplo

Uma bomba centrifuga radial, utilizada em uma rede hidráulica de combate a incêndio, tem a câmara de vedação (ou caixa de gaxeta) com as seguintes dimensões:

- Diâmetro da câmara de vedação B = 55mm
- Diâmetro da luva protetora do eixo A = 35mm

Determinar o tamanho da seção transversal da gaxeta.

Solução

Pela equação vista anteriormente, determina-se:

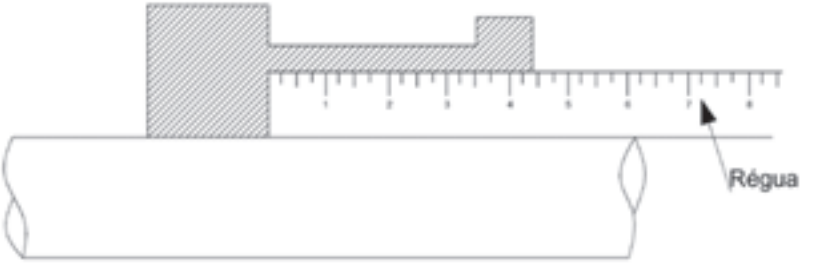
$$\text{Seção transversal} = \frac{B - A}{2} = \frac{55mm - 35mm}{2} = 10mm$$

A seção transversal da gaxeta tem como seção transversal 10mm

- Para determinar a quantidade correta de anéis, deve-se medir a profundidade dividindo-a pela seção transversal, ou seja:

$$\text{Número de anéis} = \frac{Profundidade}{Seção\ transversal}$$

Figura 130 – Profundidade da caixa de gaxeta



Exemplo

Determinar o número de anéis de gaxeta da bomba centrifuga radial do exercício anterior onde sua câmara de vedação (ou caixa de gaxeta) tem as seguintes dimensões:

- Diâmetro da câmara de vedação B = 55mm
- Diâmetro da luva protetora do eixo A = 35mm
- Profundidade da câmara de vedação = 73mm
- Seção transversal da gaxeta = 10mm

Solução

Pela equação vista anteriormente, determina-se:

$$\text{Número de anéis} = \frac{\text{Profundidade}}{\text{Seção transversal}} = \frac{73mm}{10mm} = 7$$

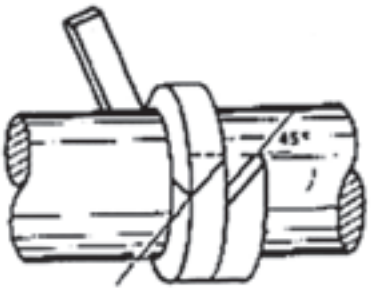
Essa bomba deverá ter 7 anéis de vedação.

- Após determinar a quantidade de anéis, eles deverão ser cortados e a melhor forma de realizar esse procedimento é utilizando um mandril de madeira, com o mesmo diâmetro do eixo, para evitar fazê-lo sobre o próprio material do eixo. Observe a Figura 131.

Figura 131 – Mandril de madeira do mesmo diâmetro do eixo da bomba

- A gaxeta deve envolver o mandril, sem ser esticada. Depois disso, dever ser cortada, com corte reto diretamente através da gaxeta, ou com um corte diagonal, riscando duas linhas paralelas na gaxeta e cortando, posteriormente, cada anel individualmente, em ângulo de 45º. Observe a figura 132:

Figura 132 – Corte da gaxeta sobre o mandril de madeira



Para a instalação da gaxeta, deve-se proceder de acordo com o apresentado a seguir:

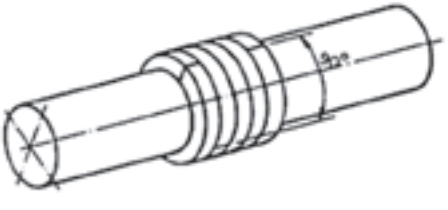
- instalar um anel de gaxeta cada vez, na seqüência inversa da desmontagem;
- colocar graxa no diâmetro interno de cada anel de gaxeta, ou outro lubrificante quando recomendado pelo fabricante da bomba;

Atenção!

Verifique se o anel de gaxeta está limpo e isento de qualquer partícula sólida aderida à sua superfície.

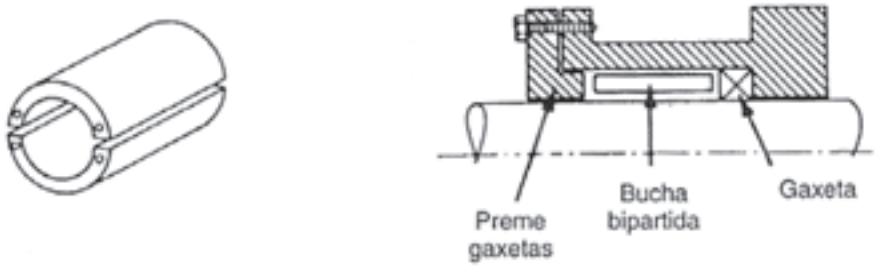
- os anéis de gaxeta devem ser montados com o corte defasado cerca de 90º (noventa graus) um em relação ao outro, conforme a figura 133:

Figura 133 – Defasagem nos cortes da gaxeta durante a montagem



- os anéis de gaxeta podem ser introduzidos no interior da caixa de gaxeta com o auxílio do preme gaxeta (aperta gaxeta) ou utilizar uma bucha bi-partida, conforme figura. Nunca usar chave de fenda para executar esse serviço;

Figura 134 – Introdução das gaxetas no caixa de gaxetas

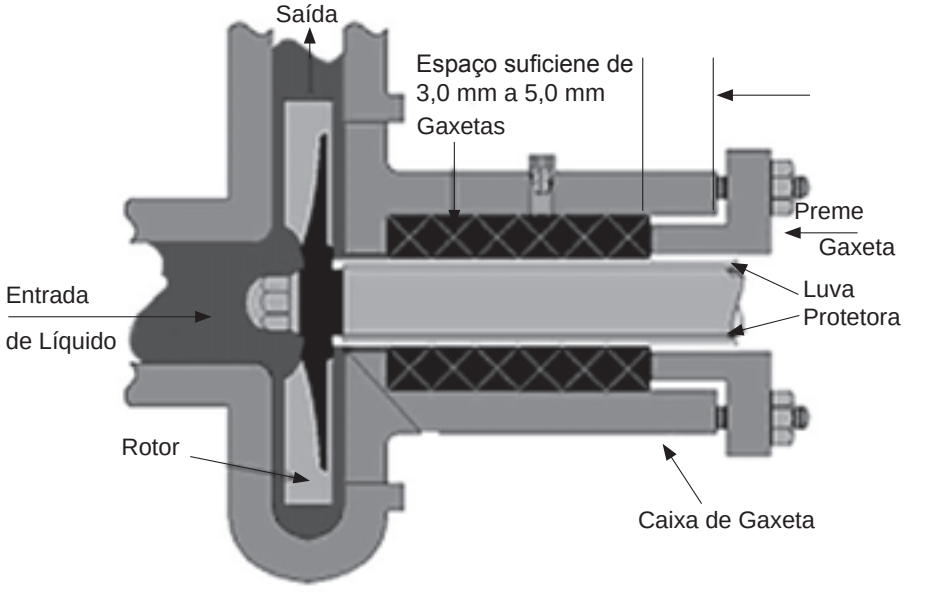


Nota

A bucha bipartida deverá ter uma dimensão, em seu diâmetro interno e externo, de forma que se acomode facilmente dentro da câmara de vedação, conforme indica a figura anterior.

- quando da instalação do último anel, deverá haver espaço suficiente para inserir o preme-gaxetas (aperta gaxeta) de 3mm até 5mm;

Figura 135 – O espaço de 3,0mm a 5,0mm para inserir o preme gaxeta

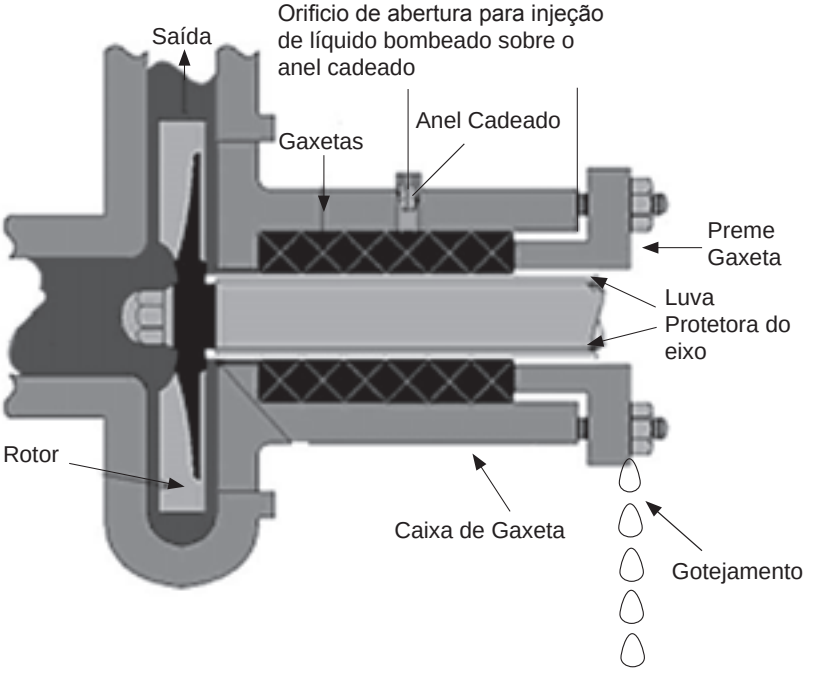


- quando da colocação do anel-lanterna (anel cadeado) deve-se verificar que estes grupos ocupem sua localização correta. Se a bomba não possuir anel-lanterna deve ser substituído por anéis de gaxeta.

Geralmente, entre os anéis de gaxetas, é utilizado um anel-cadeado ou anel-lanterna. Sua utilização se faz necessária, quando, por exemplo, o líquido bombeado contiver sólidos em suspensão, que poderão se acumular e impedir a livre passagem de líquido e impedir a lubrificação da gaxeta. Com isso, ocorrerá o desgaste excessivo no eixo e na gaxeta por esmerilhamento. Esse sistema consiste na injeção de um líquido limpo na caixa de gaxetas, sobre os furos do anel cadeado.

Esse líquido pode ser o próprio fluido bombeado, como ilustrado na figura a seguir.

Figura 136 – Detalhe do orifício para injeção de liquido sobre o anel cadeado



O anel-cadeado pode também ser utilizado quando a pressão interna na caixa de gaxetas é inferior à atmosférica, caso de quando a bomba está instalada a um nível superior ao do tanque de sucção, impedindo, assim, a entrada de ar na bomba.

- A posição do anel cadeado no engaxetamento é definida durante o projeto da bomba pelo fabricante.

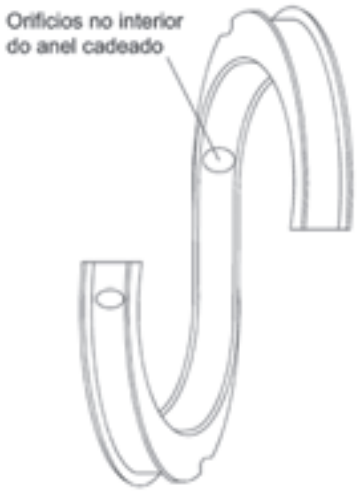
Fique ligado!

O anel cadeado possui uma conformação diferenciada do anel de gaxeta comum, com orifícios internos, conforme pode ser observado nas figuras a seguir.
As gaxetas são feitas de materiais flexíveis, semiplásticos, com fios trançados de fibras vegetais (juta, rami, algodão), fibras minerais (amianto) ou fibras sintéticas. Os anéis cadeados são construídos de materiais mais rígidos como náilon, bronze ou aço.

Figura 137 – Detalhes de uma gaxeta

Conformação da gaxeta

Figura 138 – Detalhes de um anel cadeado



Conformação do anel cadeado

- Depois de realizada a operação de corte e fixação das gaxetas na bomba, inicia-se o aperto dos parafusos da preme gaxeta para forçar o assentamento. As porcas devem ser desapertadas novamente, para permitir a dilatação da gaxeta. Depois deve-se girar manualmente o eixo, para efeitos de comprovar se a gaxeta não se encontra excessivamente apertada.
- Ligar a bomba, permitindo um vazamento abundante, apertando os parafusos até obter um nível de vazamento aceitável e que permita a bomba trabalhar refrigerada. Veja o manual do fabricante para obter o nível de gotejamentos necessário.

Fique ligado!

A maioria dos fabricantes entrega as bombas sem os anéis de engaxetamento, que devem ser colocados depois que a bomba estiver instalada.

No caso de bombas que bombeiam água, para evitar danificar as gaxetas, não é recomendado que a bomba funcione sem água, pois a lubrificação e o esfriamento das gaxetas são feitos pela própria água.

O fabricante recomenda, em seu manual técnico, um gotejamento que deve ser mantido constante para a lubrificação e esfriamento das gaxetas. Para evitar desperdício de água e energia, o gotejamento não deve ser maior que o recomendado.

As gaxetas devem permitir que haja um vazamento mínimo, da ordem 30 a 60 gotas por minuto para possibilitar a lubrificação e auxiliar a manter as gaxetas com a temperatura adequada.

Processos de escorvamento de bombas

No capítulo sobre instalação já foram descritos alguns detalhes sobre a necessidade de retirar o ar que entra na bomba. Você aprendeu, então, que antes de pôr em funcionamento qualquer bomba, deve-se encher a canalização de sucção com o líquido a ser bombeado (escorva). As peças dentro da bomba dependem

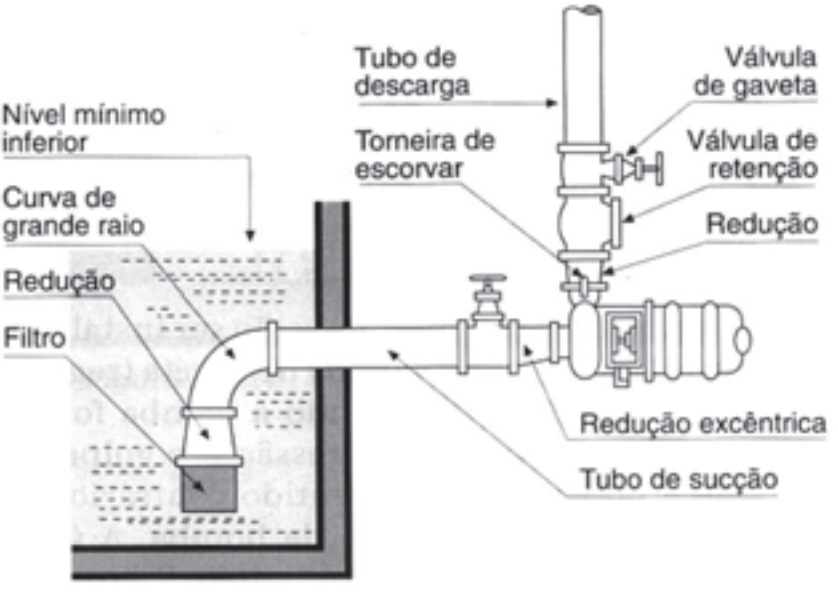
da lubrificação que lhes é fornecida pelo líquido a ser deslocado. Caso a bomba funcione a seco, as peças se travam.

Esse é um problema a ser evitado. Os processos comuns para evitar que o ar entre dentro da bomba (escorva) serão especificados a seguir.

Escorva de bomba submersa

Quando a bomba é instalada com o eixo abaixo do nível do líquido a ser deslocado, fica automaticamente escorvada ao se abrir a torneira de expurgo superior, deixando escapar o ar, como mostra a Figura 139.

Figura 139 – Escorva de bomba submersa



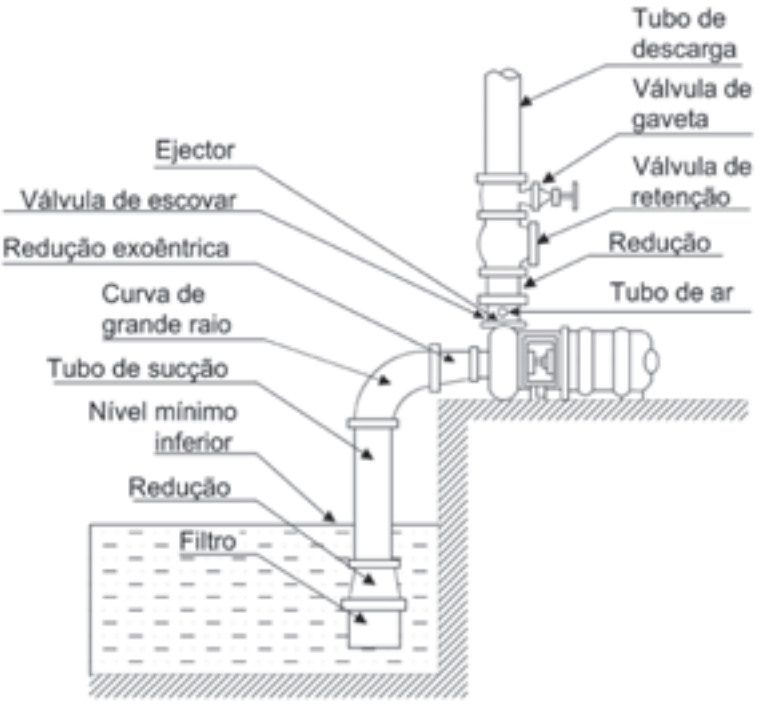
O interruptor, comandado por uma bóia, desligará a bomba quando o nível da água na fonte de abastecimento baixar além do conveniente. Isso protege a bomba, impedindo o seu funcionamento a seco e a possibilidade de suas peças travarem.

Vários fabricantes constroem dispositivos automáticos que protegem a bomba quando ela funciona com controle de partida e quando está parada. Esses dispositivos devem assegurar que a bomba esteja cheia cada vez que ela entrar em funcionamento, especialmente nos casos em que a fonte de abastecimento tenha falhado, permitindo a entrada de ar dentro da bomba.

Escorva com ejetor

Quando as bombas trabalham com altura de sucção, podem ser escorvadas por meio de um ejetor ou exaustor acionado por ar comprimido, vapor ou água, conforme a Figura 140.

Figura 140 – Escorva com ejetor



O ejetor deve ser instalado no ponto mais alto do corpo da bomba, onde existe uma abertura rosqueada para tal fim. Esse ejetor desloca todo o ar contido no interior da bomba e da tubulação de sucção, permitindo que a água suba até o topo do corpo da bomba.

Para escorvar a bomba com ar ou vapor, fecha-se a válvula de gaveta na tubulação de descarga próximo da bomba. Se a tubulação de descarga contiver líquido, não será necessário fechar a válvula, porque a válvula de retenção se manterá fechada. Logo que o tubo de descarga do ejetor principiar a descarregar o líquido, a bomba poderá entrar em funcionamento.

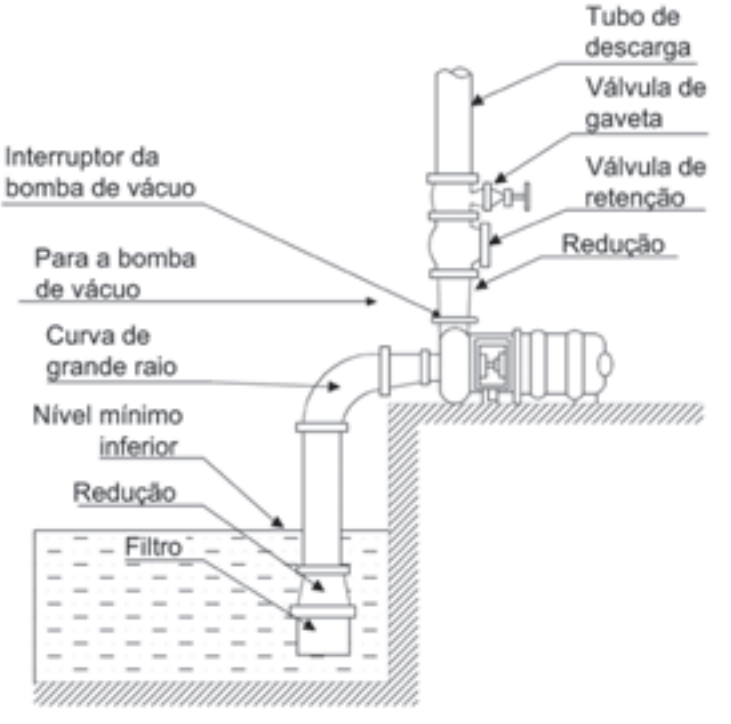
Quando a bomba entrar em funcionamento, um jato de líquido que indica que ela está completamente escorvada será liberado. Se esse jato não for obtido, a bomba não estará escorvada, devendo-se pará-la e repetir o mesmo processo.

Existem ejetores automáticos conforme foi descrito no capitulo sobre instalação de bombas.

Escorva com bomba de vácuo

Quando a bomba funciona com altura de sucção, pode ser escorvada por meio de uma bomba de vácuo que desloque o ar contido no corpo da bomba e na canalização de sucção, conforme a Figura 141.

Figura 141 – Escorva com bomba de vácuo



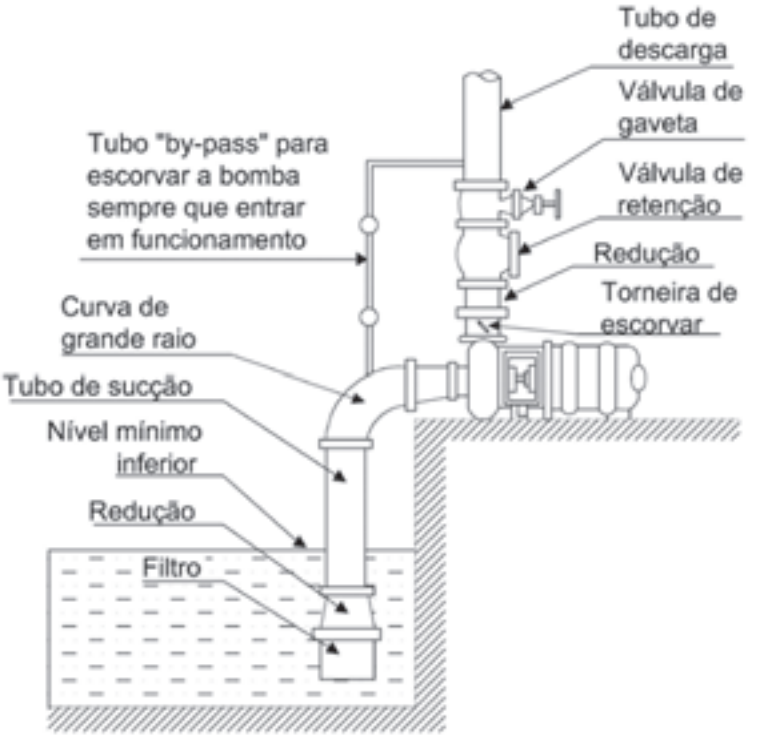
Uma bomba de vácuo do tipo à prova de água deve ser empregada de preferência, para que não seja danificada, caso o líquido venha a entrar nela.

Com uma bomba de vácuo do tipo seco, deve-se dispor de um dispositivo que evite a entrada de água dentro da bomba. Um escorvador manual é suficiente para as bombas.

Escorva com válvula de pé

A válvula de pé é um dispositivo para conservar a bomba escorvada. Quando não existir líquido na tubulação de descarga, fechar a válvula de descarga e encher com o líquido a bomba e a tubulação de sucção, por intermédio, da torneira superior de escorva, empregando-se um funil. Caso se disponha de água com pressão, ligá-la à tubulação de sucção, deixando escapar o ar pela torneira superior de escorvar, conforme a Figura 142.

Figura 142 – Escorvar com válvula de pé



Quando houver líquido na tubulação de descarga, a bomba poderá ser escorvada por meio de uma tubulação *by-pass* (desvio), entre a tubulação de sucção e a de descarga, num ponto além do registro de gaveta.

É preciso ter certeza de que a bomba está escorvada, porque a válvula de pé pode ter fugas.

A válvula de pé deve ser freqüentemente inspecionada e limpa quando necessário.

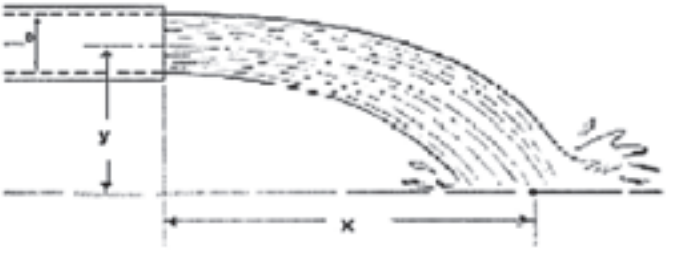
Vazão de água

Uma grande preocupação, quando se trata do funcionamento de uma bomba, é determinar se a vazão de água que está sendo bombeada é a que realmente foi especificada para a bomba.

Existem diversos equipamentos que são utilizados para medir a vazão de água de uma bomba e para verificar se a bomba está desempenhando essa função satisfatoriamente. Contudo, devido a seus custos elevados, raramente esses equipamentos são instalados nas redes hidráulicas. Por causa disso, utiliza-se um método prático para determinar a vazão.

A Figura 143 deve ser utilizada com a tabela a seguir – *Método para a determinação aproximada da vazão de água na saída de uma tubulação horizontal*.

Figura 143 – Relação entre a distância alcançada pelo jato de água (X) e a altura da tubulação do nível dá água



Onde:

D é o diâmetro interno do tubo em milímetros.

X é a distância do jato de água na saída do tubo horizontal em metros.

Y é a altura do jato de água da base da água até o centro do tubo em metros.

Observação

Na tabela – *Método para a determinação aproximada da vazão de água na saída de uma tubulação horizontal, o valor da altura* Y foi estabelecido como = 0,3 metros.

Método para a determinação aproximada da vazão de água na saída de uma tubulação horizontal.

Vazão de água (m3/h) na saída da tubulação de descarga em função da distância do jato de água														
Diâmetro Nominal		Distância horizontal do jato de água (X) em metros												
mm	in	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
8	1/4	0,20	0,39	0,59	0,78	0,98	1,17	1,37	1,57	1,76	1,96	2,15	2,35	2,54
10	3/8	0,36	0,72	1,08	1,43	1,79	2,15	2,51	2,87	3,23	3,58	3,94	4,30	4,66
15	1/2	0,57	1,14	1,71	2,28	2,85	3,43	4,00	4,57	5,14	5,71	6,28	6,85	7,42
20	3/4	1,00	2,00	3,01	4,01	5,01	6,01	7,01	8,01	9,02	10,02	11,02	12,02	13,02
25	1	1,62	3,25	4,87	6,49	8,11	9,74	11,36	12,98	14,61	16,23	17,85	19,48	21,10
32	1. 1/4	2,81	5,62	8,43	11,24	14,05	16,86	19,67	22,48	25,29	28,09	30,90	33,71	36,52
40	1. 1/2	3,82	7,65	11,47	15,29	19,12	22,94	26,77	30,59	34,41	38,24	42,06	45,88	49,71
50	2	6,31	12,61	18,92	25,22	31,53	37,83	44,14	50,45	56,75	63,06	69,36	75,67	81,97
65	2. 1/2	8,99	17,99	26,98	35,97	44,97	53,96	62,95	71,95	80,94	89,93	98,93	107,9	116,91
80	3	13,89	27,78	41,67	55,55	69,44	83,33	97,22	111,1	125,0	138,8	152,7	166,6	180,55
100	4	23,91	47,83	71,74	95,66	119,5	143,4	167,4	191,3	215,2	239,1	263,0	286,9	310,88
150	6	54,27	108,5	162,81	217,0	271,3	325,6	379,9	434,1	488,4	542,7	596,9	651,2	705,52

Referência: Hidraulic Handebook e em um trabalho apresentado pelo College of Agriculture and Home Economics, pelo Engenheiro Agrícola C.H. Hohn, em Outubro de 1997.

Essa tabela foi obtida a partir do cálculo original e se encontra em unidades do sistema britânico, tendo sido adaptada para o sistema métrico, utilizando a equação a seguir:

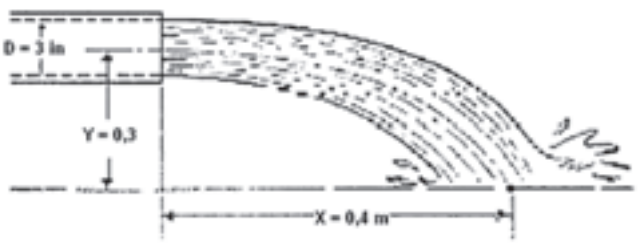
$$\frac{m^3}{h} = \frac{0{,}002829.D^2.X}{\sqrt{\frac{2.Y}{9{,}802}}}$$

Confira, a seguir, o cálculo da vazão de água de um sistema hidráulico, utilizando a tabela – *Método para a determinação aproximada da vazão de água na saída de uma tubulação horizontal*.

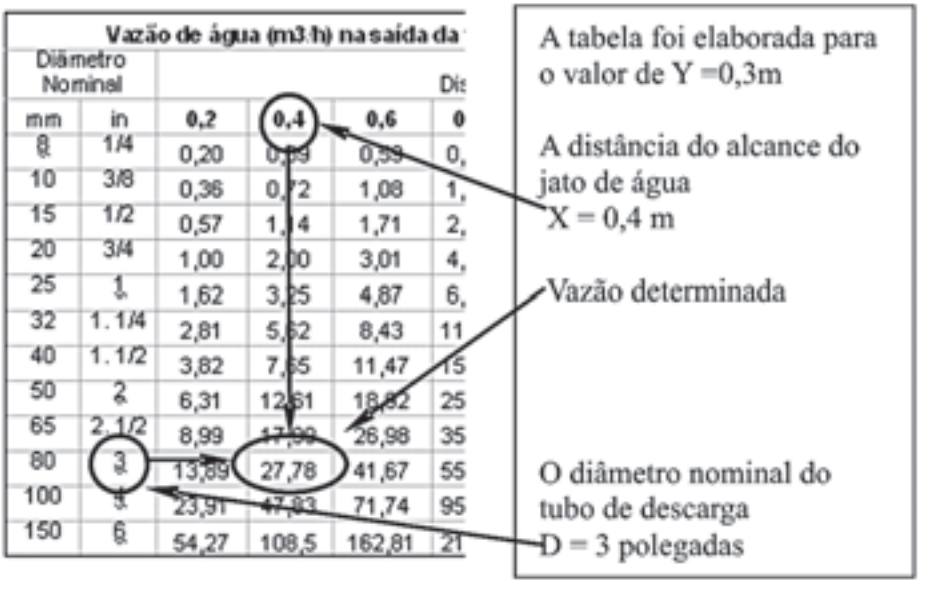
Exemplo

Um proprietário rural quer saber qual a vazão de água que está sendo bombeada por uma bomba que se encontra em sua propriedade. Para tanto, ele executou algumas medidas.

Figura 144 – Detalhes das alturas Y e X do jato de água do exercício



Para determinar a vazão, ele utilizou a tabela anterior da seguinte maneira:



Solução

A vazão encontrada pelo proprietário rural para a sua bomba foi de aproximadamente Q = 27,78m3/h

A seguir é apresentado um quadro com os problemas mais comuns de manutenção, suas prováveis causas e soluções.

Problema	Causa Provável	Solução
Vazão insuficiente	Bomba sem escorva	Escorvar novamente a bomba, verificando se a bomba e a linha de sucção estão cheias de líquido.
	Linha de sucção obstruída	Remover as obstruções
	Rotor obstruído com matéria estranha	Realizar um fluxo de lavagem da bomba no sentido inverso, para limpar o rotor.
	Sentido errado de rotação	Mudar o sentido de rotação para que coincida com o sentido indicado pela seta no alojamento do mancal ou carcaça da bomba.
	Abertura da válvula de pé ou tubulação de sucção não submersa o suficiente	Consultar a fábrica quanto à profundidade correta. Usar abafador para eliminar redemoinhos.
	Altura de carga de sucção muito alta	Reduzir o tamanho da tubulação de sucção.

Problema	Causa Provável	Solução
A bomba não bombeia ou a vazão bombeada é insuficiente	Vazamento de ar pela junta	Trocar a junta.
	Vazamento de ar pela caixa de gaxetas	Trocar ou reajustar o engaxetamento/ selo mecânico.
	Rotor parcialmente obstruído	Realizar um fluxo de lavagem da bomba no sentido inverso para limpar o rotor.
	Placa lateral de sucção ou anéis de desgaste desgastados	Trocar a placa defeituosa, conforme necessário.
	Altura de carga de sucção insuficiente	Assegurar-se de que a válvula de corte da linha de sucção está totalmente aberta e a linha não está obstruída.
	Rotor com desgaste ou quebrado	Inspecionar ou trocar, se for necessário.
A bomba deixa de bombear após a partida	Bomba escorvada incorretamente.	Escorvar novamente a bomba.
	Bolsões de ar ou de vapor na linha de sucção	Verificar a tubulação, a fim de eliminar os bolsões de ar.
	Vazamento de ar na linha de sucção	Reparar (bujão) o vazamento.
Os mancais apresentam aquecimento durante o funcionamento	Alinhamento incorreto	Realizar um novo alinhamento da bomba e do motor.
	Lubrificação inadequada	Verifique o lubrificante quanto à adequação e ao nível.
	Resfriamento do óleo lubrificante	Verificar o sistema de resfriamento.
Ruídos/ vibrações	Alinhamento incorreto da bomba/equipamento	Alinhar os eixos
	Rotor parcialmente obstruído causando desbalanceamento.	Realizar um fluxo de lavagem da bomba no sentido inverso para limpar o rotor.
	Rotor ou eixo quebrado ou empenado	Trocar se for necessário
	Base sem rigidez	Apertar os parafusos de fixação da bomba e do motor ou ajuste os suportes.
	Mancais com desgaste	Trocar.
	Tubulação de sucção ou descarga não fixada ou apoiada corretamente	Fixar conforme as recomendações do manual de Padrões do Instituto de Hidráulica (Hydraulic Institute Standards Manual)
	A bomba está cavitando	Localizar e corrigir o problema do sistema.
Vazamento excessivo da caixa de gaxetas	Sobreposta do engaxetamento ajustada incorretamente	Apertar as porcas da sobreposta.
	Caixa de gaxetas engaxetadas incorretamente	Verificar o engaxetamento e realizar outro engaxetamento da caixa.
	Peças do selo mecânico desgastadas.	Trocar as peças desgastadas
	Superaquecimento do selo mecânico	Verificar a lubrificação e as redes de resfriamento.
	Luva do eixo estriada	Realizar usinagem ou trocar conforme necessário.
Sobrecarga do motor elétrico	Altura de carga inferior à nominal. Bombeia muito líquido	Consultar a fábrica. Instalar uma válvula de garganta ou balancear o diâmetro do rotor.
	O fluido é mais pesado do que o esperado	Verificar o peso específico e a viscosidade.
	Engaxetamento da caixa de gaxetas muito apertado	Realizar novo engaxetamento. Trocar caso esteja desgastado.
	Peças rotativas empenadas	Verificar as peças internas de desgaste quanto às folgas corretas.

Fique ligado!

Qualquer problema que ocorra na bomba e suas prováveis causas, descritas na tabela anterior, terão como conseqüência a baixa eficiência de funcionamento associado à queda de rendimento. Conseqüentemente isso acarreta baixa eficiência energética devido ao aumento de consumo de energia.

Atenção!

A manutenção é responsável pelo perfeito funcionamento do equipamento, de acordo com os critérios nos quais a bomba foi escolhida para atuar em um determinado sistema hidráulico.

A falta de procedimentos de manutenção preventiva, tais como, lubrificação, limpeza, verificação/inspeção e medição, pode levar a bomba a operar abaixo da eficiência que foi inicialmente proposta no projeto deste equipamento. E equipamentos com baixa eficiência, além de afetarem negativamente o processo produtivo em que a bomba está operando, necessitam de um consumo maior de energia para seu funcionamento.

Voltando ao desafio

O síndico deve ser informado que a manutenção preventiva visa a garantir que a bomba tenha um perfeito funcionamento e uma vida útil mais longa além de evitar a substituição de peças danificadas por falta de inspeções periódicas, que podem, com uma pequena intervenção, impedir que a bomba se quebre.

Ele deve saber, também, que o próprio manual técnico da bomba recomenda que as manutenções preventivas sejam realizadas. Algumas empresas, inclusive, não cobrem a garantia da bomba se esta manutenção não estiver sendo realizada.

O mais importante a ser dito é que se a bomba não funcionar perfeitamente por falta de manutenção, acarretará um maior consumo de energia elétrica a ser pago pelos condôminos.

Resumindo

Neste capítulo, você estudou as orientações para que seja mantida uma boa rotina de manutenção preventiva. Viu que é necessário fazer um plano de manutenção preventiva e realizar inspeções, que poderão ser de rotina, bem como as intervenções de manutenção periódica, que podem ser mensais, trimestrais e anuais.

Você estudou sobre a importância da lubrificação e como realizá-la sobre a instalação de gaxetas e sobre o processo de escorva.

Aprenda mais

Adquira o hábito de ler os manuais dos equipamentos técnicos, seja qual for a atividade técnica que você realize, pois o domínio do equipamento só existe com leitura e estudo.

Se você não conseguir o catálogo técnico de instalação de uma referida bomba, procure de algum outro fabricante, pois na maioria dos casos, todos os fabricantes possuem parâmetros de manutenção semelhantes para os mesmos tipos de bombas.

No final deste guia de estudo existem referências bibliográficas, com identificação de diversas publicações e endereços da internet, que você poderá consultar para aumentar os seus conhecimentos.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICASBNT. **NBR 6401**: instalações centrais de ar condicionado para conforto: parâmetros básicos de projeto – procedimentos . Rio de Janeiro, 1980.

ASHRAE HANDBOOK. **Pipes, tubes, and fittings**: system and equipament. Atlanta, 2000. cap. 41.

CREDER, Helio; **Instalações hidráulicas e sanitárias**. São Paulo: Livro Técnico e Cientifico Editora, 1990.

GERNER, Valter Rubens. **Máquinas térmicas**. São Paulo: SENAI, 1998.

_____. **Termodinâmica I – calor**. São Paulo: SENAI, 1997.

GILES, Ranald V. **Mecânica dos fluídos e hidráulica**. São Paulo: Editora McGraw-Hill ltda, 1996.

HOHN, C. H. **Extension agricultural engineer**. New México State University: College of Agriculture and Home Economics, 1997.

IDELCHIK, I. E. **Handbook of Hidraulic Resistance**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1986.

IMBIL. **Treinamento seleção, aplicação, classificação e manutenção de bombas**. São Paulo, [200-?].

KSB. **Manual de treinamento seleção e aplicação de bombas centrífugas**. São Paulo, 2001.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Santa Catarina: Editora da UFSC, 2001.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1987.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Instalações hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988.

MATTOS, Edson Ezequiel; FALCO, Reinaldo. **Bombas industriais**. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. **Fundamentos de mecânica dos fluidos**. São Paulo: Edgard Blucher, 1997.

NETTO, Azevedo; ALVAREZ, G.A. **Manual de hidráulica**. São Paulo: Edgard Blucher, 1991.

NETTO, Francisco Carlos de Souza. **Bomba**. Rio de Janeiro: PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, 2004.

PROVENZA, F.; SOUZA, Hiran Rodrigues. **Hidráulica**. São Paulo: F. Provenza, 1976.

SILVA, Benedcto Remy da. **Manual de termodinâmica**. Grêmio Politécnico, 1980.

STREETER, Victor L.; WYLIE, E. Benjamin. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: McGraw-Hill Ltda, 1996.

TELLES, Pedro C. Silva. **Vasos de pressão**. São Paulo: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 1991.

TORREIRA, Raul Peragallo; **Bombas, válvulas e acessórios**. São Paulo, Raul Peragallo Torreira,

VAN WYLEN, Gordon J. ; SONNTAG, Richard E.;BORGNAKKE, Claus, **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Edgard Blucher, 1995. 589p.

Internet

www.gouldspumps.com

www.imbil.com.br

www.ksb.com.br

Anexos – Tabelas

Tabela 1 – Dimensionamento de tubos de aço

Diâmetros					Espessura da parede do tubo mm	Peso por metro de tubo Kg/m	Área interna do tubo mm²	Área superficial por metro de comprimento	
Diâmetro nominal in	Diâmetro nominal mm	Sd	Diâmetro externo mm	Diâmetro interno				Externa m²	Interna m²
1/4	8	40 80	13.73	9.25 7.67	2.24 3.02	0.631 0,796	67.1 46.2	0.043 0.043	0.029 0.024
3/8	10	40 80	17.14	12.52 10.74	2.31 3.20	0.844 1.098	123.2 90.7	0.054 0.054	0.039 0.034
1/2	15	40 80	21.34	15.80 13.87	2.77 3.73	1.265 206.5	196.0 151.1	0.067 0.067	0.050 0.044
3/4	20	40 80	26.67	20.93 18.85	2.87 3.91	1.682 2.19	344.0 279.0	0.084 0.084	0.066 0.059
1	25	40 80	33.41	26.64 24.31	3.38 4.55	2.50 3.23	557.6 464.1	0.105 0.105	0.084 0.076
1. 1/4	32	40 80	42.16	35.05 32.46	3.56 4.85	3.38 4.45	965.0 827.0	0.132 0.132	0.110 0.102
1. 1/2	40	40 80	48.25	40.89 38.10	3.68 5.08	4.05 5.40	1313 1140	0.152 0.152	0.128 0.120
2	50	40 80	60.33	52.51 49.25	3.91 5.54	5.43 7.47	2165 1905	0.190 0.190	0.165 0.155
2. 1/2	65	40 80	73.02	62.71 59.00	5.16 7.01	8.62 11.40	0.197 0.185	0.229 0.229	0.197 0.185
3	80	40 80	89.91	77.93 73.66	5.49 7.62	11.27 15.25	4796 4261	0.279 0.279	0.245 0.231
4	100	40 80	114.30	102.26 97.18	6.02 8.56	16.04 22.28	8213 7417	0.0359 0.359	0.321 0.305
6	150	40 80	168.27	154.05 146.33	7.11 10.97	28.22 42.49	18639 16817	0.529 0.529	0.484 0.460
8	200	30 40	219.07	205.0 202.7	7.04 8.18	36.73 42.46	33007 32275	0.688 0.688	0.644 0.637
10	250	30 40	273.03	254.5 242.9	9.27 15.06	60.20 95.66	50874 46349	0.858 0.858	0.800 0.763
12	300	30 40	323.90	303.2 289.0	12.70 17.45	79.59 131.62	72214 65575	1.017 1.017	0.953 0.908
14	350	30 40	355.60	333.4 317.5	11.10 19.05	94.13 157.82	87302 79173	1.117 1.117	1.047 0.997

Fonte: ASHRAE HANDBOOK – HVAC System – Ref.: ASTM B36.10

Tabela 2 – Dimensões de tubos de cobre

Diâmetro nominal		Diâmetros		Espessura da parede do tubo mm	Peso por metro de tubo kg/m	Área interna do tubo mm²	Área superficial por metro de comprimento	
in	mm	Exterior mm	Interior mm				Exterior m²	Interior m²
¼	6	6,35	4,77	0,79	0,1239	18	0,02	0,0149
3/8	10	9,52	7,94	0,79	0,1946	50	0,03	0,0249
½	12	12,7	10,92	0,89	0,295	94	0,04	0,0343
5/8	15	15,58	13,84	1,02	0,424	151	0,05	0,0435
¾	19	19,05	16,92	1,07	0,539	225	0,06	0,0531
7/8	22	22,23	19,94	1,14	0,677	312	0,07	0,0626
1 1/8	28	28,58	26,04	1,27	0,973	532	0,09	0,0818
1 3/8	35	34,93	32,13	1,40	1,316	811	0,11	0,1009
1 5/8	42	41,28	38,23	1,52	1,701	1148	0,13	0,1201
2 ½	54	53,98	50,42	1,78	2,606	1997	0,17	0,1584
2 5/8	67	66,68	62,61	2,03	3,69	3079	0,209	0,1967
3 1/8	79	79,38	74,80	2,29	4,95	4395	0,249	0,2350
3 5/8	92	92,08	87,00	2,54	6,39	5944	0,289	0,2733
4 1/8	105	104,78	99,19	2,79	8,0	7727	0,329	0,3116
5 1/8	130	130,018	123,83	3,18	11,32	12041	0,409	0,3890
6 1/8	156	155,58	148,46	3,56	15,18	17311	0,489	0,4664

Fonte: ASHRAE HANDBOOK – HVAC System 1992

Tabela 3 – Tubos de PVC rígidos para solda (cola)

Diâmetro nominal		D_I	D_E	Espessura	Área interna
mm	in	mm	mm	mm	mm²
16	3/8	13	16	1,5	132,73
20	½	17	20	1,5	226,98
25	¾	21,6	25	1,7	366,44
32	1	27,8	32	2,1	606,99
40	1 ¼	35,2	40	2,4	973,14
50	1 ½	44	50	3,0	1520,53
60	2	53,4	60	3,3	2239,61
75	2 ½	66,6	75	4,2	3483,68
85	3	75,6	85	4,7	4488,84
110	3/8	97,8	110	6,1	7512,21

Fonte: Instalação hidráulica – Archibald J. Mancityre

Tabela 4 – Tubos de PVC rígidos para rosca

Diâmetro nominal		D_I	D_E	Espessura	Área interna
in	mm	mm	mm	mm	mm^2
3/8	16	12,7	16,7	2	126,68
½	20	16,2	21,2	2,5	206,12
¾	25	21,2	26,4	2,6	352,99
1	32	26,8	33,2	3,2	564,10
1 ¼	40	35	42,2	3,6	962,11
1 ½	50	39,8	47,8	4,0	1244,1
2	60	50,4	59,6	4,6	1995,04
2 ½	75	64,1	75,1	5,5	3227,05
3	85	75,5	87,9	6,2	4476,97
4	110	98,3	113,5	7,6	7589,22

Fonte: Instalação hidráulica – Archibald J. Mancityre

Tabela 5 – Comprimento equivalente de válvulas e conexões tubo de aço (m)

Diametro nominal		Cotovelo 90° Raio longo	Cotovelo 90° Raio médio	Cotovelo 90° Raio curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R/D – 1 1/2	Curva 900 R/D – 1	Curva 45°	Entrada Normal	Entrada de borda	Registro de gaveta aberto	Registro de globo aberto	Registro de ângulo aberto	Tê passagem direta	Tê saída de lado	Tê saída bilateral
mm	pol.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,5	0,3	1,0	1,0
20	¾	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
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
32	1 ¼	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
40	1 ½	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
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
65	2 ½	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
80	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	3,2	5,2
100	4	2,1	2,8	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	5,7
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4
150	6	3,4	4,3	4,9	2,5	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	57,0	34,0	4,3	13,0	13,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,6	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,6	2,2	5,5	9,0	2,1	102	51,0	6,1	19,0	19,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,4	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120	60,0	7,3	22,0	22,0

Fonte: Manual de Refrigeração e Condicionado – Remy Benedito da Silva

Tabela 6 – Comprimento equivalente de válvulas e conexões (m) – Cobre

Tamanho da linha Diam nom. mm	Válvula globo e válvula solenóide	Válvula de Angulo	Cotovelos de Raio Pequeno	Cotovelos de raio grande	"T" de linha de fluxo e visores de vidro	Ramal de fluxo em "T"
12	21	7,3	1,4	1,0	0,5	2,0
15	22	7,6	1,7	1,2	0,7	2,5
19	23	7,6	2,0	1,4	0,9	3,0
22	24	8,5	2,4	1,6	1,1	3,7
28	27	8,8	0,8	0,6	0,8	2,4
35	31	10,1	1,0	0,7	0,8	3,0
42	35	10,4	1,2	0,8	0,9	3,7
54	43	11,9	1,6	1,0	1,2	4,9
67	48	13,4	2,0	1,3	1,4	6,1
79	56	16,2	2,4	1,6	1,6	7,3
92	66	20,1	3,0	1,9	2,0	9,1
105	76	23,1	3,7	2,2	2,2	10,7
130	89	29,3	4,3	2,7	2,4	12,8
156	105	36,3	5,2	3,0	2,8	15,2

Fonte: Manual de Ar Condicionado – Trane

Tabela 7 – Coeficiente em perda de carga em singularidade (k) ou (c)

Singularidade	k
Ampliação gradual	0,30
Bocais	2,75
Comporta aberta	2,50
Controlador de vazão	2,50
Cotovelo de 90°	0,90
Cotovelo de 45°	0,75
Crivo	0,40
Curva de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20
Curva de 22,5°	0,10
Entrada normal em canalização	0,50
Entrada de borda	1,00
Pequena derivação	0,03

Singularidade	k
Junção	0,40
Medidor Venturi	2,50
Redução gradual	0,15
Registro de ângulo aberto	5,00
Registro de gaveta aberto	0,20
Registro de globo aberto	10,0
Saída de canalização	1,00
Tê, passagem direta	0,60
Tê, saída de lado	1,30
Tê, saída bilateral	1,80
Válvula de pé	1,75
Válvula de retenção	2,50
Velocidade	1,00

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

$\Delta P = k \cdot V^2 / 2 \cdot g$	$\Delta P = k \cdot V^2 \cdot \gamma/2$
ΔP = Perda de Carga (m) **K** = Coeficiente de Perda de Carga (adimensional.) **V** = Velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) **g** = Aceleração da gravidade (9,8m/s²)	**ΔP** = Perda de Carga (Pa) **K** = Coeficiente de Perda de Carga (adimensional.) **V** = Velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) **g** = Aceleração da gravidade (9,8m/s²) **γ** = Peso específico do fluido (kg/m³)

Tabela 8 – Cinemática de alguns fluidos

Temperatura	Densidade	Viscosidade	
		Cinemática	dinâmica
°C	Kgf/m³	m²/s	N.s/m²
		X 10^{-6}	X10^{-6}
Água			
0	999,9	1,792	1791,82
2	999,9	1,673	1672,83
4	1000	1,567	1567
5	999,8	1,519	1518,70
10	999,7	1,308	1307,61
15	998,9	1,146	1144,74
20	998,2	1,007	1005,18
30	995,7	0, 804	800,54
40	992,3	0,659	653,93
50	988,1	0,556	549,38
60	983,2	0,478	469,97
70	977,8	0,416	406,76
80	971,8	0,367	356,65
90	985,3	0,328	316,62
100	958,4	0, 296	283,69
Óleo lubrificante de baixa viscosidade			
20	871	15,0	1331
40	858	7,93	694
60	845	4,95	426
80	832	3,40	289
100	820	2,44	204
120	807	1,91	157

Temperatura	Densidade	Viscosidade	
		Cinemática	Dinâmica
°C	Kgf/m³	m²/s	N.s/m²
		X 10^{-6}	X10^{-6}
Etileno-Glicol			
0	1131	57,5	6630
20	1117	19,0	2170
40	1100	8,77	984
60	1090	4,86	541
80	1070	3,16	337
100	1060	2,27	245
Ar			
-10	1,3414	12,5	16,768
0	1,2922	13,34	17,238
10	1,2467	14,20	17,708
20	1,2041	15,1	18,178
30	1,1644	16,02	18,648
40	1,1272	16,96	19,118
50	1,0924	17,90	19,558

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

Viscosidade Dinâmica (μ)

$$\mu = Pa \cdot s = \frac{N \cdot s}{m^2} = \frac{Kg}{m \cdot s} = 0{,}10197 \frac{kgf \cdot s}{m^2} = 10 \frac{g}{cm \cdot s} = 10 \text{ poise} = 1000 \text{ centipois}$$

Tabela 9 – Cinemática de alguns fluidos refrigerantes

Temperatura	Densidade	Viscosidade	
		Cinemática	Dinâmica
°C	Kgf/m³	m²/s	N.s/m²
		X 10^{-6}	X10^{-6}
Amônia Líquido saturado			
40	579	0,198	115,2
35	586	0,205	120
0	638,6	0,275	175,8
-10	652	0,302	196,8
-20	664,9	0,333	221,3
Amônia Vapor saturado			
40	12,0322	0,860	10,35
35	10,756	0,950	10,22
0	3,457	2,629	9,09

Temperatura	Densidade	Viscosidade	
		Cinemática	dinâmica
°C	Kgf/m^3	m^2/s	N.s/m^2
		X 10^{-6}	X10^{-6}
-10	2,391	3,676	8,79
-20	1,604	5,293	8,49
R22 – Líquido saturado			
40	1128,5	0,123	139,4
35	1145,8	0,128	146,1
0	1281,5	0,170	218,2
-10	1314,7	0,185	243,4
-20	1346,5	0,202	271,9
R22 – Vapor saturado			
40	66,18	0,201	13,52
35	59,56	0,223	13,28
0	21,23	0,542	11,50
-10	15,32	0,722	11,06
-20	10,79	0,985	10,63
R134a – Líquido saturado			
40	1146,7	0,143	163,4
35	1163,4	0,148	172,1
0	1294,8	0,209	271,1
-10	1314,3	0,223	292,9
-20	1345,9	0,248	334,3
R134a – Vapor saturado			
40	50,08	0,250	12,5
35	44,68	0,276	12,34
0	14,43	0,744	10,73
-10	11,65	0,900	10,49
-20	7,97	1,266	10,09
Solução de cloreto de cálcio eutética			
-40	1315	25,0	3360
-20	1305	11,0	1640
0	1296	4,39	581
20	1287	2,72	357

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

Viscosidade Cinemática ( )

$$\nu = \frac{m^2}{s} = 10^4 \frac{cm^2}{s} = 10^4 \text{ stoke} = 10^6 \frac{mm^2}{s} = 10^4 \text{ centistoke}$$

Tabela 10 – Rugosidade de tubos

Material	Rugosidade (mm)
Tubos de aço: juntas, soldas e interior continuo	
Aço Galvanizado Novo	0,15 a 0,2
Aço Forjado Novo	0,04 a 0,06
Aço Fundido	0,25 a 0,5
Aço Rebitado	1,0 a 3,0
Tubo de Cobre	0,0015
Grandes incrustações ou tuberculizações	2,4 a 12,0
Tuberculização geral de 1 a 3mm	0,9 a 2,4
Pintura à brocha, com asfalto, esmalte ou betume em camada espessa	0,6
Leve enferrujamento	0,25
Revestimento por imersão em asfalto quente	0,1
Revestimento com argamassa de cimento	0,1
Tubo previamente alisado internamente e posteriormente revestido de esmalte, com vinyl ou epóxi obtido por centrifugação	0,06
Tubo de concreto	
Acabamento bastante rugoso: executado com formas de madeira muito rugosa; concreto pobre por desgastes por erosão; juntas mal alinhadas	2,0
Acabamento rugoso marcas visíveis de formas	0,5
Superfície interna alisada a desempenadeira; juntas bem feitas	0,3
Superfície obtida por centrifugação	0,33
Tubo de superfície lisa executado com formas metálicas, acabamento médio com juntas bem cuidadas	0,12
Tubo de superfície interna bastante lisa, executado com formas metálicas, acabamento esmerado, e junta cuidada	0,06
Manilha cerâmica nova	0,6
Manilha cerâmica velha	3,0
Tubos de cimento amianto	
Cimento amianto	0,1
Tubos de ferro fundido (novo)	
Revestimento interno com argamassa de cimento e areia obtido por centrifugação com ou sem proteção de tinta a base de betume	0,1
Não revestido	0,15 a 0,6
Leve enferrujamento	0,30
Tubo plástico	
Plástico	0,06
PVC	0,0021
Tubos usados	
Aço Galvanizado	4,6
Aço Forjado	2,4
Aço Fundido	3,0 a 5,0
Aço Rebitado	6,0

Material	Rugosidade (mm)
Com camada lodo inferior de 5mm	0,6 a 3,0
Com incrustações de lodo ou de gorduras inferiores a 25mm	6,0 a 30,0
Com material sólido arenoso depositado de forma regular	60,0 a 300,0
Dutos	
Chapa galvanizada sem pintura	0,03
Chapa galvanizada, emenda longitudinal	0,09
Chapa Galvanizada, em duto espiralado	0,11
Alumínio	0,05
PVC	0,05
Vidro fibroso rígido	0,9
Duto Flexível Metálico completamente estendido	2,0
Duto flexível tipo arame completamente estendido	4,5

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

Tabela 11A – Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzido água

Tubos de Aço Forjado Novo (Sd 40)										
Diâmetro		Velocidade média (m/s)								
D_N	D_I (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
1/4	9,25	0,055	0,046	0,042	0,040	0,039	0,037	0,035	0,035	0,034
3/8	12,52	0,050	0,042	0,038	0,036	0,035	0,033	0,032	0,032	0,031
1/2	15,8	0,046	0,039	0,036	0,034	0,033	0,031	0,030	0,030	0,029
3/4	20,93	0,042	0,035	0,033	0,031	0,030	0,029	0,028	0,027	0,027
1	26,64	0,038	0,033	0,030	0,029	0,028	0,027	0,026	0,026	0,025
1 ¼	35,05	0,035	0,030	0,028	0,027	0,026	0,025	0,024	0,024	0,023
1 ½	40,89	0,034	0,029	0,027	0,026	0,025	0,024	0,023	0,023	0,023
2	52,51	0,031	0,027	0,025	0,024	0,024	0,022	0,022	0,021	0,021
2 ½	62,71	0,030	0,026	0,024	0,023	0,023	0,022	0,021	0,021	0,020
3	77,93	0,028	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,020	0,020	0,019
4	102,26	0,026	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,019	0,018	0,018
6	154,05	0,024	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,017	0,017	0,017
8	202,7	0,022	0,020	0,018	0,018	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016
10	254,5	0,021	0,019	0,018	0,017	0,016	0,016	0,015	0,015	0,015
12	303,2	0,020	0,018	0,017	0,016	0,016	0,015	0,015	0,015	0,014
14	333,4	0,020	0,018	0,017	0,016	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014

Tubos de Aço Forjado Novo (Sd 40)										
Diâmetro		Velocidade média (m/s)								
D_N	D_I (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
1/4	9,25	0,301	0,295	0,293	0,292	0,291	0,290	0,289	0,289	0,289
3/8	12,52	0,230	0,226	0,224	0,224	0,223	0,222	0,222	0,222	0,222
1/2	15,8	0,192	0,188	0,187	0,186	0,186	0,185	0,185	0,185	0,185
3/4	20,93	0,157	0,154	0,153	0,153	0,152	0,152	0,152	0,151	0,151
1	26,64	0,134	0,132	0,131	0,130	0,130	0,130	0,130	0,130	0,129
1 ¼	35,05	0,113	0,111	0,111	0,111	0,110	0,110	0,110	0,110	0,110
1 ½	40,89	0,104	0,102	0,102	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101
2	52,51	0,091	0,089	0,089	0,089	0,089	0,088	0,088	0,088	0,088
2 ½	62,71	0,083	0,082	0,081	0,081	0,081	0,081	0,081	0,081	0,081
3	77,93	0,075	0,074	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073	0,073
4	102,26	0,066	0,065	0,065	0,065	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064
6	154,05	0,055	0,055	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054
8	202,7	0,050	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,048
10	254,5	0,046	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
12	303,2	0,043	0,042	0,042	0,042	0,042	0,042	0,042	0,042	0,042
14	333,4	0,041	0,041	0,041	0,041	0,041	0,041	0,040	0,040	0,040

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2.g}$	$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \gamma$
ΔP = perda de carga (m) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional)	ΔP = perda de carga (Pa) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional) γ = peso específico do fluido (kg/m^3)

Tabela 11B – Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzindo água a 25 ºC

Tubos de Aço Forjado Novo (Sd 40)										
Diâmetro		Velocidade média (m/s)								
D_N	D_I (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
1/4	9,25	0,065	0,058	0,055	0,053	0,052	0,051	0,050	0,050	0,049
3/8	12,52	0,058	0,051	0,049	0,048	0,047	0,045	0,045	0,044	0,044
1/2	15,8	0,053	0,047	0,045	0,044	0,043	0,042	0,041	0,041	0,041
3/4	20,93	0,048	0,043	0,041	0,040	0,039	0,038	0,038	0,037	0,037
1	26,64	0,044	0,039	0,038	0,037	0,036	0,035	0,035	0,034	0,034
1 ¼	35,05	0,040	0,036	0,034	0,034	0,033	0,032	0,032	0,032	0,031
1 ½	40,89	0,038	0,034	0,033	0,032	0,032	0,031	0,030	0,030	0,030
2	52,51	0,035	0,032	0,030	0,030	0,029	0,029	0,028	0,028	0,028
2 ½	62,71	0,033	0,030	0,029	0,028	0,028	0,027	0,027	0,027	0,026
3	77,93	0,031	0,028	0,027	0,027	0,026	0,026	0,025	0,025	0,025
4	102,26	0,029	0,026	0,025	0,025	0,024	0,024	0,024	0,023	0,023
6	154,05	0,026	0,024	0,023	0,022	0,022	0,021	0,021	0,021	0,021
8	202,7	0,024	0,022	0,021	0,021	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
10	254,5	0,023	0,021	0,020	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
12	303,2	0,022	0,020	0,019	0,019	0,019	0,018	0,018	0,018	0,018
14	333,4	0,021	0,020	0,019	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,017

Tubos de Aço Forjado Novo (Sd 40)										
Diâmetro		Velocidade média (m/s)								
D_N	D_I (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
1/4	9,25	0,344	0,337	0,334	0,333	0,332	0,331	0,331	0,330	0,330
3/8	12,52	0,258	0,254	0,252	0,251	0,251	0,250	0,250	0,249	0,249
1/2	15,8	0,213	0,209	0,208	0,207	0,207	0,206	0,206	0,206	0,206
3/4	20,93	0,172	0,169	0,168	0,168	0,168	0,167	0,167	0,167	0,167
1	26,64	0,146	0,144	0,143	0,142	0,142	0,142	0,142	0,142	0,141
1 ¼	35,05	0,122	0,121	0,120	0,120	0,120	0,119	0,119	0,119	0,119
1 ½	40,89	0,112	0,110	0,110	0,110	0,109	0,109	0,109	0,109	0,109
2	52,51	0,097	0,096	0,096	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095
2 ½	62,71	0,089	0,087	0,087	0,087	0,087	0,087	0,086	0,086	0,086
3	77,93	0,079	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078	0,078
4	102,26	0,070	0,069	0,069	0,069	0,069	0,068	0,068	0,068	0,068
6	154,05	0,058	0,058	0,058	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
8	202,7	0,052	0,052	0,052	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051
10	254,5	0,048	0,047	0,047	0,047	0,047	0,047	0,047	0,047	0,047
12	303,2	0,045	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
14	333,4	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,043	0,042	0,042

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2.g}$	$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \gamma$
ΔP = perda de carga (m) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional)	ΔP = perda de carga (Pa) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional) γ = peso específico do fluido (kg/m^3)

Tabela 12 – Valores de coeficiente de atrito (f) para tubos conduzido água

Tubos de cobre										
Diâmetro		**Velocidade média (m/s)**								
D_N	**D_I (mm)**	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
12	10,92	0,048	0,038	0,034	0,032	0,030	0,027	0,025	0,024	0,023
15	13,84	0,044	0,036	0,032	0,030	0,028	0,025	0,024	0,022	0,022
19	16,92	0,042	0,034	0,030	0,028	0,026	0,024	0,022	0,021	0,021
22	19,94	0,039	0,032	0,029	0,027	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020
28	26,04	0,036	0,030	0,027	0,025	0,024	0,022	0,020	0,019	0,019
35	32,13	0,034	0,028	0,026	0,024	0,023	0,021	0,019	0,019	0,018
42	38,23	0,033	0,027	0,024	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017
54	50,42	0,030	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016
67	62,61	0,028	0,024	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,016
79	74,80	0,027	0,023	0,021	0,020	0,019	0,017	0,016	0,016	0,015
92	87,00	0,026	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,015
105	99,19	0,025	0,021	0,020	0,018	0,018	0,016	0,015	0,015	0,014
130	123,83	0,024	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014
156	148,46	0,023	0,020	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013

Tubos de PVC – Soldado (mm)										
Diâmetro		Velocidade média (m/s)								
D_N	D_I (mm)	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00
16	13	0,045	0,037	0,033	0,030	0,028	0,026	0,024	0,023	0,022
20	17	0,041	0,034	0,030	0,028	0,027	0,024	0,023	0,022	0,021
25	21,6	0,039	0,032	0,028	0,026	0,025	0,023	0,021	0,020	0,020
32	27,8	0,036	0,029	0,027	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019	0,019
40	35,2	0,033	0,028	0,025	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,018
40	44	0,031	0,026	0,024	0,022	0,021	0,019	0,018	0,017	0,017
60	53,4	0,030	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016
75	66,6	0,028	0,024	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,016
85	75,6	0,027	0,023	0,021	0,020	0,019	0,017	0,016	0,016	0,015
110	97,8	0,025	0,022	0,020	0,019	0,018	0,016	0,016	0,015	0,014
Tubos de PVC – Rosca (in)										
3/8	12,7	0,046	0,037	0,033	0,030	0,029	0,026	0,024	0,023	0,022
1/2	16,2	0,042	0,034	0,031	0,028	0,027	0,024	0,023	0,022	0,021
3/4	21,2	0,039	0,032	0,028	0,026	0,025	0,023	0,021	0,020	0,020
1	26,8	0,036	0,030	0,027	0,025	0,024	0,022	0,020	0,019	0,019
1 ¼	35	0,033	0,028	0,025	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,018
1 ½	39,8	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017
2	50,4	0,030	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016
2 ½	64,1	0,028	0,024	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,016
3	75,5	0,027	0,023	0,021	0,020	0,019	0,017	0,016	0,016	0,015
4	98,3	0,025	0,022	0,020	0,019	0,018	0,016	0,015	0,015	0,014

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2.g}$	$\Delta P = f \cdot \frac{Leq}{Di} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \gamma$
ΔP = perda de carga (m) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional)	ΔP = perda de carga (Pa) Leq = comprimento equivalente da tubulação (m) Di = diâmetro interno da tubulação (m) V = velocidade do fluido no interior do tubo (m/s) g = aceleração da gravidade (9,8m/s^2) f = coeficiente de atrito (adimensional) γ = peso específico do fluido (kg/m^3)

Tabela 13 – Pressão atmosférica (H_{atm}) em função da altura em (m)

Tabela 13	
Altitude	**Pressão atmosférica**
m	mca
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**

Tabela 14 – de vapor da água (H_{VA}) em função da temperatura em (m)

Tabela 14		
Temperatura	**Peso específico**	**Pressão de vapor**
^{0}C	kN/m^3	mca
15	**9,789**	**0,17**
20	**9,789**	**0,25**
25	**9,777**	**0,33**
30	**9,764**	**0,44**
40	**9,730**	**0,76**
50	**9,689**	**1,26**
60	**9,642**	**2,03**
70	**9,589**	**3,20**
80	**9,530**	**4,96**
90	**9,466**	**7,18**
100	**9,399**	**10,33**

Fonte: Termofluidomecânica IV – 2.2007 – Valter Rubens Gerner

NPSH (Net Positive Succion Head)

$$NPSH_{DISPONIVEL} = (H_{atm} - H_{va}) - (H_{geo} - P)$$

Onde:

$NPSH_{DISPONIVEL}$ = NPSH da instalação (m)

H_{atm} = pressão atmosférica local (m)

H_{va} = pressão de vapor de água (m)

H_{geo} = Altura geométrica [1] (m)

$_{\Delta}P$ = perda de pressão na sucção da bomba (m)

Nota: (1) Altura geométrica (Hgeo) é a altura, ou desnível, entre o nível do reservatório de água e a entrada da bomba, na equação este valor é negativo (-), caso o reservatório esteja acima da bomba. O valor será positivo (+).

Tabela 15 – Parâmetro máximos para seleção da tubulação de água

Parâmetro máximos para seleção da tubulação de água							
Diâmetro do Tubo		Sistema Fechado			Sistema Aberto		
(mm)	(in)	Vazão (m^3/h)	Velocidade (m/s)	Perda (%)	Vazão (m^3/h)	Velocidade (m/s)	Perda (%)
19	3/4"	1,5	1,2	10	1,0	0,8	10
25	1”	3	1,5	10	2,2	1,1	10
32	1.1/4”	6	1,7	10	4	1,2	10
38	1.1/2”	9	1,9	10	6	1,3	10
50	2”	17	2,2	10	12	1,6	10
65	2.1/2”	28	2,5	10	23	2,1	10
75	3”	48	2,8	10	36	2,1	10
100	4”	90	3,1	9	75	2,5	10
125	5”	143	3,1	7	136	2,9	10
150	6”	215	3,2	5,5	204	3,1	9

Fonte: NBR 6401/1980

CNI SESI SENAI IEL

CNI IEL

PROCEL
PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Eletrobrás
A energia que movimenta o Brasil.

Ministério de Minas e Energia

BRASIL
UM PAÍS DE TODOS
GOVERNO FEDERAL

ISBN 978-85-87257-27-7
9 788587 257277 >