

Coleção UAB–UFSCar

Tecnologia Sucoalcooleira

Rosineide Gomes da Silva

Transporte de fluidos

Transporte de fluidos

**Reitor**

Targino de Araújo Filho

Vice-Reitor

Pedro Manoel Galetti Junior

Pró-Reitora de Graduação

Emília Freitas de Lima

**Secretária de Educação a Distância - SEaD**

Aline Maria de Medeiros Rodrigues Reali

Coordenação UAB-UFSCar

Claudia Raimundo Reyes

Daniel Mill

Denise Abreu-e-Lima

Joice Otsuka

Sandra Abib

Valéria Sperduti Lima

**Coordenador do Curso de
Tecnologia Sucroalcooleira**

Gilberto Miller Devós Ganga

UAB-UFSCar

Universidade Federal de São Carlos

Rodovia Washington Luís, km 235

13565-905 - São Carlos, SP, Brasil

Telefax (16) 3351-8420

www.uab.ufscar.br

uab@ufscar.br



EdUFSCar

Conselho Editorial

José Eduardo dos Santos

José Renato Coury

Nivaldo Nale

Paulo Reali Nunes

Oswaldo Mário Serra Truzzi (Presidente)

Secretária Executiva

Fernanda do Nascimento

EdUFSCar

Universidade Federal de São Carlos

Rodovia Washington Luís, km 235

13565-905 - São Carlos, SP, Brasil

Telefax (16) 3351-8137

www.editora.ufscar.br

edufscar@ufscar.br

Rosineide Gomes da Silva

Transporte de fluidos

São Carlos



EdUFSCar

2011

© 2010, Rosineide Gomes da Silva

Concepção Pedagógica

Daniel Mill

Supervisão

Douglas Henrique Perez Pino

Equipe de Revisão Linguística

Clarissa Galvão Bengtson

Daniel William Ferreira de Camargo

Daniela Silva Guanais Costa

Francimeire Leme Coelho

Letícia Moreira Clares

Lorena Gobbi Ismael

Luciana Rugoni Sousa

Marcela Luisa Moreti

Paula Sayuri Yanagiwara

Rebeca Aparecida Mega

Sara Naime Vidal Vital

Equipe de Editoração Eletrônica

Izis Cavalcanti

Equipe de Ilustração

Eid Buzalaf

Capa e Projeto Gráfico

Luís Gustavo Sousa Sguissardi

Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da Biblioteca Comunitária da UFSCar

S586t	Silva, Rosineide Gomes da. Transporte de fluidos / Rosineide Gomes da Silva. -- São Carlos : EdUFSCar, 2010. 147 p. -- (Coleção UAB-UFSCar).
	ISBN – 978-85-7600-223-9
	1. Operações unitárias (Engenharia química). 2. Tubulações industriais. 3. Transporte de fluidos. 4. Transporte de gases. 5. Agitação e mistura de fluidos. I. Título.
	CDD – 660.284 (20ª) CDU – 66.021

Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta obra pode ser reproduzida ou transmitida por qualquer forma e/ou quaisquer meios (eletrônicos ou mecânicos, incluindo fotocópia e gravação) ou arquivada em qualquer sistema de banco de dados sem permissão escrita do titular do direito autoral.

SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO	9
---------------------------	---

UNIDADE 1: Introdução às operações unitárias de transporte de fluidos

1.1 Primeiras palavras	13
1.2 Problematizando o tema	13
1.3 Operações unitárias	14
1.3.1 Um pouco de história	15
1.3.2 Classificação das operações unitárias	16
1.4 Definição de fluidos	18
1.4.1 Fluidos incompressíveis e compressíveis	18
1.5 Operações unitárias de transporte de fluidos	20
1.6 Considerações finais	20
1.7 Estudos complementares	21

UNIDADE 2: Tubulações industriais

2.1 Primeiras palavras	25
2.2 Problematizando o tema	25
2.3 Definição e classificação	26
2.3.1 Material construtivo para tubos e acessórios	29

2.4	Acessórios de tubulações	32
2.4.1	Válvulas	34
2.5	Dimensionamento de tubulações	38
2.5.1	Determinação do diâmetro (D)	38
2.5.2	Cálculo da perda de carga (l_w)	43
2.5.3	Exemplos	48
2.6	Considerações finais	54
2.7	Estudos complementares	54

UNIDADE 3: Sistemas de bombeamento

3.1	Primeiras palavras	57
3.2	Problematizando o tema	57
3.3	Transporte de líquidos: bombas	58
3.3.1	Sequência global de especificação de uma bomba	59
3.4	Principais tipos de bombas	61
3.4.1	Bombas de deslocamento positivo	61
3.4.2	Turbobombas	65
3.4.3	Exercitando	70
3.5	Balço da energia mecânica	71
3.5.1	Cálculo da altura manométrica (H)	74
3.5.2	Potência e rendimento da bomba	77
3.5.3	Exemplos	78
3.6	Curvas características de bombas e do sistema	80

3.6.1	Curvas características de bombas	80
3.6.2	Curvas características do sistema	82
3.6.3	Ponto de operação	86
3.7	Cavitação	89
3.7.1	NPSH requerido ($NPSH_r$) e NPSH disponível ($NPSH_d$)	90
3.7.2	Exemplos	91
3.8	Considerações finais	93
3.9	Estudos complementares	94

UNIDADE 4: Transporte de gases

4.1	Primeiras palavras	97
4.2	Problematizando o tema	97
4.3	Transporte de gases: ventiladores	98
4.3.1	Classificação e características	98
4.3.2	Desempenho de um ventilador	101
4.3.3	Equação da energia para ventiladores	106
4.3.4	Curvas características	107
4.3.5	Exemplo	109
4.4	Transporte de gases: sopradores e compressores	110
4.4.1	Classificação e características	111
4.4.2	Teoria da compressão (processo politrópico)	116
4.4.3	Perda de carga em tubulações	124
4.5	Considerações finais	125
4.6	Estudos complementares	125

UNIDADE 5: Noções de agitação e mistura

5.1	Primeiras palavras.....	129
5.2	Problematizando o tema.....	129
5.3	Agitação e mistura.....	130
5.3.1	Equipamentos de agitação.....	131
5.3.2	Impelidores ou agitadores.....	133
5.3.3	Padrões de fluxo em tanques agitados.....	136
5.4	Potência de agitadores.....	137
5.5	Ampliação de escala (<i>scale-up</i>).....	139
5.6	Considerações finais.....	143
5.7	Estudos complementares.....	144
REFERÊNCIAS	145

APRESENTAÇÃO

A compreensão de qualquer processo químico, incluindo o processo de produção de açúcar e álcool, passa pelo conhecimento das operações unitárias envolvidas no processo. As operações unitárias englobam um grande número de operações que podem causar uma transformação física da matéria, antes ou após o processamento químico desta. Embora tenhamos um grande número de equipamentos que causam essas transformações, as operações unitárias são classificadas de acordo com a natureza da transformação, que pode incluir transporte, separação e recuperação de matérias-primas e produtos. Este livro trata especificamente das operações unitárias de transporte de fluidos e encontra-se organizado em cinco unidades.

Na primeira unidade é apresentada uma introdução às operações unitárias, mostrando um pouco da história de como surgiu o conceito de operações unitárias na área acadêmica e como é dada a sua classificação na literatura da área. A classificação, no entanto, depende do enfoque que se deseja dar ao ensino ou à disciplina a ser ministrada, podendo apresentar variações. Na sequência é apresentada a definição de fluidos e algumas das principais operações unitárias envolvendo sistemas fluidos.

Na segunda unidade aborda-se o tema *tubulações industriais*. Para estudo das operações unitárias de transporte de fluidos é necessário falar de tubulações industriais que têm como finalidade garantir o transporte adequado do fluido, transferindo-o de uma parte a outra do processo. O termo *tubulações* engloba tubos e também acessórios, tais como válvulas, cotovelos, junções, etc., que são os elementos físicos de ligação entre os equipamentos, por isso uma parte deste texto também é dedicada à apresentação dos principais acessórios encontrados na indústria. O dimensionamento de tubulações por meio do cálculo do diâmetro e da perda de carga também está incluído no final da unidade. O tema *tubulações* é muito importante e complexo e a abordagem utilizada depende da finalidade da formação do profissional ou do nível de embasamento que se deseja que ele tenha. Portanto, o objetivo do texto no tratamento do tema é dar ao leitor noções de alguns aspectos envolvidos que servirão para o entendimento das unidades seguintes.

A terceira unidade é dedicada a sistemas de bombeamento. Para o transporte de fluidos através de tubulações é necessário, na maioria das vezes, adicionar energia para mantê-lo em escoamento. No caso de líquidos, que são fluidos incompressíveis, a energia é gerada por dispositivos motrizes chamados bombas. A unidade está organizada em três partes que visam cobrir os principais aspectos associados a sistemas de bombeamento. Primeiro, são descritos

alguns dos principais tipos de bombas. Na sequência, é apresentado o balanço da energia mecânica e o cálculo da altura manométrica. A unidade é finalizada com as curvas características de bombas e do sistema que nos permite especificar a bomba para determinada aplicação.

Na quarta unidade são apresentados os principais dispositivos utilizados para o transporte de gases. Assim como ocorre com os líquidos, os processos químicos apresentam diversos gases que precisam ser transferidos de um ponto a outro através de dutos e equipamentos de processo. Os dispositivos utilizados para o transporte de gases são os ventiladores, sopradores e compressores.

Finalizando este livro está a quinta unidade, que apresenta as noções de agitação e mistura. Agitação e mistura na indústria não é propriamente uma operação unitária relacionada ao transporte ou escoamento de fluidos, mas é de suma importância por estar presente na maior parte das indústrias de processo, tais como indústrias farmacêuticas, estações de tratamento de água e indústrias químicas em geral.

O livro foi organizado de modo a fornecer um material adicional ao estudo das operações unitárias de transporte de fluidos. É importante que o conhecimento seja complementado com a leitura de livros da área, tais como mecânica dos fluidos e operações unitárias.

Gostaria de agradecer aos professores doutores Alberto Colli Badino Júnior e Luiz Fernando de Moura do Departamento de Engenharia Química (DEQ-UFSCar) e ao professor doutor Marcel Otavio Cerri da Universidade Federal de São João del-Rei (UFSJ) pela colaboração na revisão deste texto.

UNIDADE 1

Introdução às operações unitárias de
transporte de fluidos

1.1 Primeiras palavras

A compreensão de qualquer processo químico, incluindo o processo de produção de açúcar e álcool, passa pelo conhecimento das operações unitárias envolvidas no processo. As operações unitárias englobam um grande número de operações que podem causar uma transformação física da matéria antes ou após o processamento químico desta. Embora tenhamos um grande número de equipamentos que causam essas transformações, as operações unitárias são classificadas de acordo com a natureza da transformação, que pode incluir transporte, separação e recuperação de matérias-primas e produtos.

Nesta unidade será apresentada uma visão geral das operações unitárias. Como trataremos especificamente das operações unitárias de transporte de fluidos, será apresentada também a definição de fluido, mostrando a sua importância nos processos industriais. Finalizaremos esta unidade citando os principais equipamentos usados no transporte de fluidos.

1.2 Problematizando o tema

Ao comprar ou usar um produto plástico, qualquer produto de limpeza ou qualquer produto que contenha alumínio, abastecer o carro (com álcool ou com gasolina) ou consumir açúcar, pensa-se por quantas etapas de beneficiamento a matéria-prima básica passou até chegar ao produto final que se está adquirindo? Provavelmente não, pois não temos esse hábito. Mas uma pessoa ligada à indústria poderia afirmar que aquele produto saiu de uma indústria química e passou por várias etapas de transformação até chegar ao produto final.

Então, qual a primeira imagem que vem à cabeça quando se pensa numa indústria de processo químico? As transformações das matérias-primas em produtos em uma unidade industrial de processamento químico parecem, em princípio, um monte de equipamentos barulhentos interligados por várias tubulações que emitem vários gases para a atmosfera? Na verdade, não. Para chegar ao produto adquirido, uma ou mais matérias-primas passaram por um conjunto de operações coordenadas, sejam elas físicas ou químicas, até chegar ao produto final. Numa visão mais geral, essa é a definição de processos químicos. Mas, então, o que são operações unitárias?

Em uma indústria de processo químico, as operações coordenadas citadas anteriormente são estudadas individualmente e chamadas de operações unitárias.

1.3 Operações unitárias

O estudo ou a análise de um processo químico pode ser feito de várias formas. Uma das opções é estudá-lo na sua totalidade, analisando toda a planta química sob a ótica dos princípios de conservação de massa e energia, por meio de um fluxograma, por exemplo. Outra maneira é estudar cada etapa envolvida individualmente, por meio da análise do(s) equipamento(s) envolvido(s) em cada uma delas. Uma terceira opção é o estudo dos fenômenos de transferência que podem estar envolvidos numa determinada etapa – transferência da quantidade de movimento, transferência de calor e transferência de massa.

O estudo individual de cada etapa e/ou do equipamento envolvido numa etapa fica a cargo da disciplina de operações unitárias. Devido à sua ampla importância e aplicação, a disciplina de operações unitárias faz parte do currículo de vários cursos técnico-profissionalizantes e engenharias. Segundo Foust et al. (1982), o conceito de operação unitária está baseado na filosofia de que uma sequência amplamente variável de etapas pode ser reduzida a operações simples, ou a reações, que são idênticas independentemente do material que está sendo processado. Por exemplo, a operação unitária de destilação pode ser usada para separar o álcool após a fermentação em uma usina, mas também pode ser usada para separar hidrocarbonetos num processo petroquímico.

Ao decompor um processo químico complexo para uma análise individualizada dos equipamentos envolvidos em cada etapa, nos deparamos com uma grande quantidade de operações, tais como bombeamento, evaporação, cristalização, sedimentação, extração, filtração, secagem, destilação, agitação, centrifugação, moagem, etc. Essas e muitas outras operações de transformação da indústria são chamadas de operações unitárias. A Figura 1 apresenta o diagrama de blocos simplificado do processo de produção de etanol. Observe as várias operações unitárias e particularmente as operações de bombeamento existentes em vários pontos do processo:

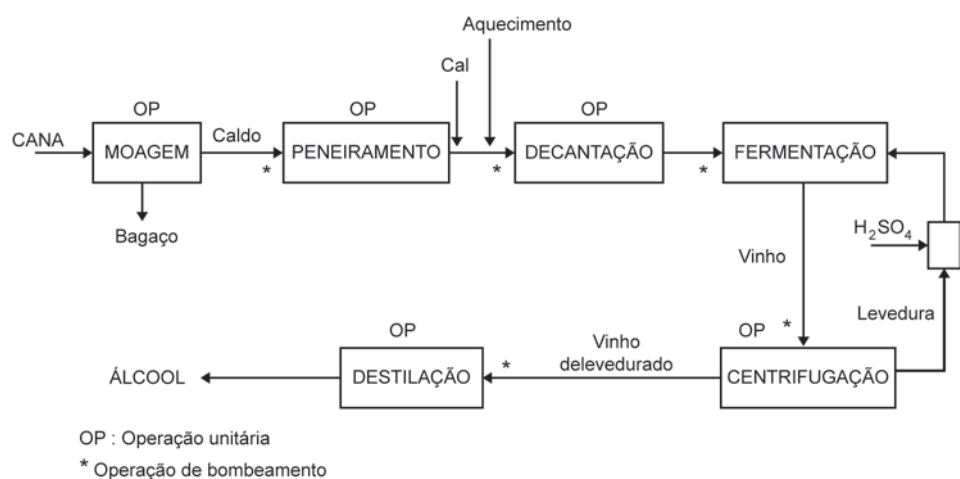


Figura 1 Diagrama de blocos da produção de etanol.

A Figura 2 mostra os equipamentos das operações unitárias típicas de uma usina de produção de açúcar e álcool, tais como a) cozedores ou cristalizadores (cristalização); b) coluna de destilação (destilação) e c) evaporadores (evaporação):

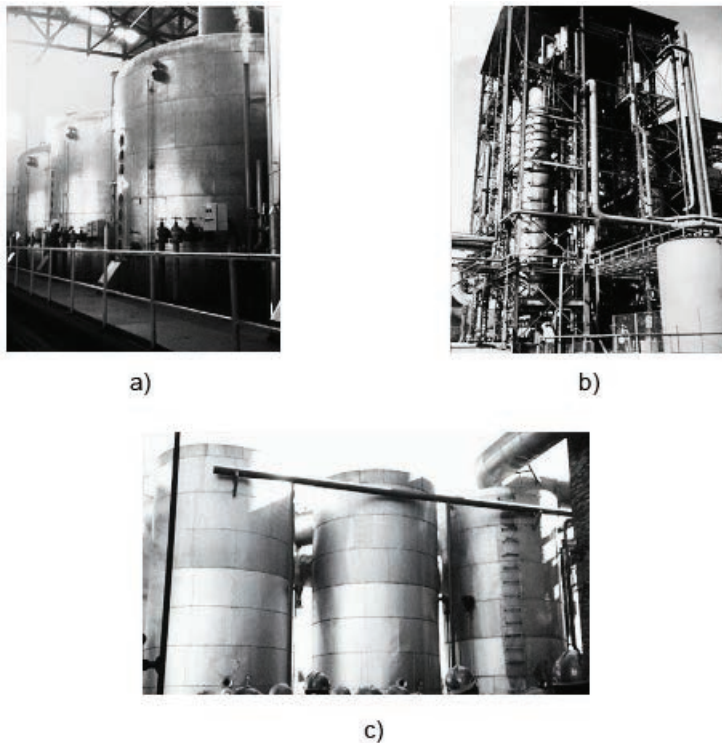


Figura 2 Operações unitárias de a) cristalização; b) destilação; c) evaporação.

1.3.1 Um pouco de história

O surgimento do conceito de operações unitárias se confunde com a história da criação do curso de Engenharia Química. Ambos foram paralelos ao grande desenvolvimento da indústria química a partir da segunda metade do século XIX e início do século XX.

Foi nesse mesmo período que a Inglaterra, que tinha sido o berço da Revolução Industrial e era o país mais industrializado no mundo, foi superada técnica e industrialmente pela Alemanha. Juntamente com a Alemanha, outro país começou a se destacar como grande produtor mundial de produtos químicos, os Estados Unidos. Sendo assim, são conferidos principalmente à Inglaterra e aos Estados Unidos os primeiros esforços na criação dos conceitos de operações unitárias e Engenharia Química.

Foi no final do século XIX que George E. Davis, na Inglaterra, identificou a necessidade da criação de uma nova profissão ligada à indústria química, que deveria ser um misto entre engenheiros mecânicos e químicos. Em 1887, Davis

apresentou um conjunto de 12 aulas em operações de processos químicos – o que hoje conhecemos por operações unitárias – na Manchester Technical School. Aproximadamente nessa mesma época, o mesmo Davis tentou fundar a Sociedade dos Engenheiros Químicos (Society of Chemical Engineers in London), porém sem sucesso.

Como os Estados Unidos já despontavam com o grande crescimento de suas indústrias químicas, meses mais tarde à apresentação das 12 aulas de Davis, Lewis Mills Norton criou o primeiro curso de Engenharia Química no MIT (Massachusetts Institute of Technology), chamado de “Course X” do MIT. Apesar de ser conferido a Lewis Norton o mérito da criação do primeiro curso de Engenharia Química, coube a George Davis o mérito da publicação do primeiro livro na área em 1901, intitulado *Handbook of Chemical Engineering*.

Foi a partir do desenvolvimento e da aplicação dos conceitos de Engenharia Química que as indústrias químicas americanas apresentaram um rápido crescimento, levando o país à liderança mundial a partir da Segunda Grande Guerra. Essa posição de liderança é mantida até hoje em alguns dos maiores setores da indústria química (WONGTSCHOWSKI, 2002).

Finalmente, em 1915, foi apresentado com clareza, por Arthur D. Little, num relatório produzido para o MIT, o conceito de operações unitárias. Esse conceito ajudou a sistematizar o ensino dos processos químicos e permitiu o fortalecimento do estudo da Engenharia Química. O conceito de operações unitárias parte do princípio de que um processo é uma série coordenada de operações, que pode ser separada em unidades menores independentes, baseadas em princípios físicos e físico-químicos comuns.

1.3.2 Classificação das operações unitárias

As operações unitárias podem ser classificadas utilizando-se vários critérios, e a escolha do critério depende do enfoque que se deseja dar ao ensino ou à disciplina a ser ministrada. Dada a sua diversidade, as várias operações unitárias existentes podem ser separadas com base nos princípios dos fenômenos envolvidos em cada transformação, uma vez que as que têm bases no mesmo princípio são agrupadas dentro de uma mesma categoria ou mesma disciplina, para facilitar o seu estudo e compreensão.

Uma classificação comumente utilizada na literatura da área é feita com base nos princípios básicos e nos mecanismos de transferência comuns presentes nas várias operações. Por exemplo, o mecanismo de difusão ou transferência de massa ocorre nas operações de secagem, destilação, cristalização, etc. O mecanismo de transferência de calor ocorre também em secagem, destilação, evaporação e assim por diante. Gomide (1983) apresenta uma classificação baseada nesses

mecanismos e, no caso de uma operação envolver mais de um, deve-se escolher aquele que controla a velocidade global da operação. O Quadro 1 apresenta a classificação proposta por Gomide (1983), que separou as operações unitárias em operações mecânicas, operações de transferência de calor e operações de transferência de massa.

Quadro 1 Classificação das operações unitárias.

Operações mecânicas
<i>Operações envolvendo sistemas sólidos granulados</i>
Fragmentação
Transporte
Peneiramento
Armazenamento
<i>Operações envolvendo sistemas fluidos</i>
Escoamento de fluidos
Bombeamento de líquidos
Movimentação e compressão de gases
Mistura e agitação de líquidos
<i>Operações com sistemas sólido-fluido</i>
Fluidização de sólidos
Separações mecânicas
sólidos de sólidos
sólidos de líquidos
sólidos e/ou líquidos de gases
líquidos de líquidos
Operações de transferência de calor
Transferência de calor por condução em sólidos
Aquecimento e resfriamento de fluidos
Condensação
Ebulição
Evaporação
Liofilização
Transferência de calor por radiação
Operações de transferência de massa
Destilação
Absorção de gases
Adsorção
Extração líquido-líquido
Secagem e umidificação de gases
Condicionamento de gases
Secagem de sólidos
Cristalização

Fonte: adaptado de Gomide (1983).¹

1 Não foram incluídas no quadro algumas operações unitárias citadas pelo autor.

Alguns autores preferem apresentar as operações que têm mais de um princípio envolvido – por exemplo, transferência de calor e massa na mesma operação – e classificá-las como operações com transferência simultânea de calor e massa.

É sempre útil classificar as operações unitárias para facilitar o seu estudo dentro de uma área de interesse. Pode-se perceber que este texto tratará especificamente das operações envolvendo sistemas fluidos. Ou seja, dentro do universo das operações unitárias, ele englobará apenas uma pequena parcela do que compõe o todo, porém não menos importante que as demais. Pelo contrário, as operações envolvendo sistemas fluidos estão entre as mais importantes operações unitárias de uma indústria de processos. Em alguns casos específicos, como no processo de produção de açúcar e álcool de uma usina, elas podem ser consideradas as mais importantes em termos quantitativos.

1.4 Definição de fluidos

Com certeza já foi apresentada ao leitor a definição de fluidos, mas nunca é demais relembrarmos o conceito. O leitor se lembra das aulas de ciências em que aprendemos que as substâncias existem em três estados físicos da matéria: sólido, líquido e gasoso? Então, as substâncias que se encontram nos estados líquido e gasoso são chamadas de fluidos, e suas aplicações e utilidades no nosso cotidiano são enormes. São exemplos: a circulação sanguínea, correntes marítimas, rios, ventos, bombas, ventiladores, aeronaves, etc.

Sob a ótica da mecânica dos fluidos, um sólido pode resistir às tensões de cisalhamento – são ditos “duros” e difíceis de sofrer deformação –; já os fluidos são considerados “moles” e fáceis de sofrer deformação. Portanto, líquidos e gases escoam continuamente sob a ação de uma tensão de cisalhamento, não importando o quão pequena seja (ÇENGEL & CIMBALA, 2007).

1.4.1 Fluidos incompressíveis e compressíveis

Quando falamos em transporte de fluidos, estamos nos referenciando aos líquidos e gases. Mas quais as diferenças entre esses fluidos que fazem com que os estudemos separadamente e precisemos de equipamentos diferentes para transportá-los? As diferenças são muitas, tanto em nível macroscópico quanto em nível microscópico, mas são as características microscópicas que explicam por que líquidos e gases apresentam comportamentos tão diferentes.

As diferenças começam pelo estado de agregação da matéria. As moléculas que compõem os líquidos se encontram relativamente próximas quando

comparadas às dos gases. Essa proximidade das moléculas faz com que elas apresentem forças de coesão – forças intermoleculares. Essas forças fazem com que o volume permaneça relativamente constante, e forme uma superfície livre se sujeito a um campo gravitacional. Sendo resistentes à redução do próprio volume, os líquidos são considerados fluidos incompressíveis.

Já as moléculas no estado gasoso estão mais distantes umas das outras e movem-se aleatoriamente, fazendo com que as forças coesivas sejam desprezíveis. O gás é livre para se expandir até que encontre paredes que o confinem. Dessa forma, os gases são considerados fluidos compressíveis pois ao serem submetidos à ação de uma força sofrem redução no seu volume.

Várias propriedades diferem em líquidos e gases, tais como massa e peso específicos, densidade, viscosidade, etc. Essas e outras propriedades serão revistas durante a exposição das unidades, se houver necessidade.

Como o texto tratará quase que exclusivamente de transporte de fluidos, é importante deixarmos clara outra importante definição usada quando se tem escoamento de líquidos e gases, que são, respectivamente, o escoamento incompressível e o escoamento compressível. Essa classificação está relacionada ao nível de variação de densidade durante o escoamento.

O escoamento é dito incompressível se ocorre em baixas velocidades, ou seja, nos casos em que a velocidade do fluido é bem menor que a velocidade do som. Isso faz com que a densidade permaneça praticamente constante – com variações de massa específica desprezíveis –, ou seja, o volume de cada porção do fluido permanece inalterado.

O escoamento é dito compressível quando o fluido se move a velocidades próximas à velocidade do som, o que causa variações significativas de massa específica. Sendo assim, no escoamento de gases, deve-se estar atento aos efeitos de compressibilidade. A velocidade do gás é frequentemente expressa pelo número de Mach (Ma), que é um adimensional dado por:

$$Ma = \frac{V}{c} = \frac{\text{Velocidade do escoamento}}{\text{Velocidade do som}} \quad (1)$$

Para gases, pode-se considerar o escoamento incompressível, ou seja, pode-se desprezar a compressibilidade quando $Ma < 0,3$. Isso significa dizer que as mudanças de densidade estão abaixo de aproximadamente 5%. Para o caso do ar, por exemplo, os efeitos de compressibilidade podem ser considerados desprezíveis para velocidades abaixo de 100 m/s (ÇENGEL & CIMBALA, 2007).

1.5 Operações unitárias de transporte de fluidos

É impossível descrevermos aqui, na sua totalidade, a importância dos fluidos para os processos industriais. Muitos são os tipos de fluidos usados na indústria. Entre os mais simples têm-se a água, ar comprimido, vapor, efluentes líquidos e gasosos e entre os mais complexos têm-se as lamas, suspensões, gases liquefeitos, hidrocarbonetos, produtos petroquímicos, etc.

Devido aos vários tipos de fluidos industriais existentes, grande também é o número de dispositivos usados para a sua movimentação numa indústria de processos. A ampla variedade de tipos e modelos cobre uma extensa faixa de características e especificações. Para a movimentação de líquidos, têm-se as operações de bombeamento, e os dispositivos utilizados são as bombas. Para a movimentação de gases, têm-se os ventiladores, sopradores e compressores. A diferença entre esses equipamentos reside na faixa de aumento de pressão proporcionado por eles. Quando se deseja maior aumento de pressão, utilizam-se compressores; para pressões menores, ventiladores.

Embora não esteja relacionada propriamente a escoamento de fluidos, outra importante operação unitária envolvendo fluidos é a agitação e mistura. Apesar de ser uma das operações mais antigas e apresentar ampla utilização em indústrias químicas nas mais diversas aplicações, o completo entendimento dela é ainda restrito.

1.6 Considerações finais

Vimos que as operações unitárias são uma sequência de etapas de transformação de matérias-primas em produtos numa indústria de processo químico. Várias indústrias químicas, apesar de produzirem produtos diferentes, apresentam operações unitárias comuns. Portanto, o estudo dessas operações e o dimensionamento dos equipamentos pode ser realizado de forma generalizada, baseando-se no conhecimento dos princípios básicos envolvidos em determinada transformação.

Para os profissionais do ramo da indústria química ou da agroindústria sucroalcooleira, é de fundamental importância o bom entendimento das operações unitárias. Para lidar diretamente com o dia a dia de uma indústria ou usina de produção de açúcar e álcool, é importante compreender os princípios que governam cada equipamento, assim como ter a base teórica para auxiliar no projeto de um novo equipamento ou para melhorar a eficiência de um já existente, se necessário.

1.7 Estudos complementares

Se o leitor desejar saber mais sobre a história e o ensino de operações unitárias pode acessar o site <<http://labvirtual.eq.uc.pt>>. Por se tratar de um portal para o ensino de engenharia química, ele apresenta, entre outros assuntos relacionados ao tema, várias operações unitárias de importância para a indústria de processos.

Para saber e entender mais profundamente sobre fluidos, é desejável que o leitor consulte livros de mecânica dos fluidos que, além de apresentar os conceitos básicos, apresentam os principais fundamentos relacionados ao escoamento. Algumas referências são citadas ao final do livro e podem servir como guia inicial de consulta.

UNIDADE 2

Tubulações industriais

2.1 Primeiras palavras

Antes de estudarmos as operações unitárias de transporte de fluidos, é essencial falarmos de tubulações industriais que têm como principal objetivo garantir o transporte adequado do fluido, transferindo-o de uma parte a outra do processo. O termo tubulação engloba tubos e também acessórios, tais como válvulas, cotovelos, junções, etc., que são os elementos físicos de ligação entre os equipamentos. A escolha do material de fabricação adequado, o princípio de funcionamento, o dimensionamento correto, o *layout* da tubulação e o cálculo da perda de carga são decisivos para o bom funcionamento da planta. Sendo assim, nesta unidade, vamos estudar alguns dos principais aspectos referentes às tubulações em uma instalação industrial.

Embora as tubulações industriais sejam tratadas em alguns casos juntamente com a disciplina de operações unitárias, em outros elas são tratadas como uma disciplina à parte, dada a complexidade e a importância do tema. Dependendo da finalidade da formação do profissional ou do nível de embasamento que se deseja que este tenha, aspectos mais ou menos complexos são abordados, tais como isolamento térmico, sistemas de aquecimento, processo construtivo, normatização técnica, etc. Portanto, o objetivo deste texto no tratamento do tema é proporcionar ao leitor noções de alguns aspectos envolvendo tubulações industriais que são importantes para o melhor entendimento das operações unitárias de transporte de fluidos.

2.2 Problematizando o tema

A utilização de tubulações, incluindo os seus acessórios para o transporte de fluidos, é mais importante no seu dia a dia do que imaginamos. O leitor pode não ter parado para pensar, mas a vida seria completamente diferente sem a utilização de tubulações. Na rotina de um lar, várias ações são realizadas utilizando esses sistemas. Como exemplos, podemos citar um banho, o preparo de refeições, as atividades de limpeza, a lavagem de roupas, a descarga de sanitários, a irrigação de plantas do jardim, etc. Agora, imagine a sua vida sem saneamento básico. Difícil não?

Nas instalações industriais, não é diferente. O fluido pode ser o produto final desejável, como em indústrias de produção de sucos, combustíveis, estações de tratamento de água, etc. ou pode simplesmente ser utilizado em alguma etapa do processo para o beneficiamento de algum material. O deslocamento desse fluido ao longo do processo só é possível com a utilização de tubos e acessórios existentes para movimentá-los. Dada a sua importância, nenhum estudo de operações unitárias seria completo sem incluir as tubulações industriais.

É interessante destacar também que gastos com tubulações em uma indústria de processos representam uma parcela considerável do custo total do projeto. Segundo Gomide (1993), as tubulações industriais custam dois terços do valor dos equipamentos e representam um quinto do investimento total.

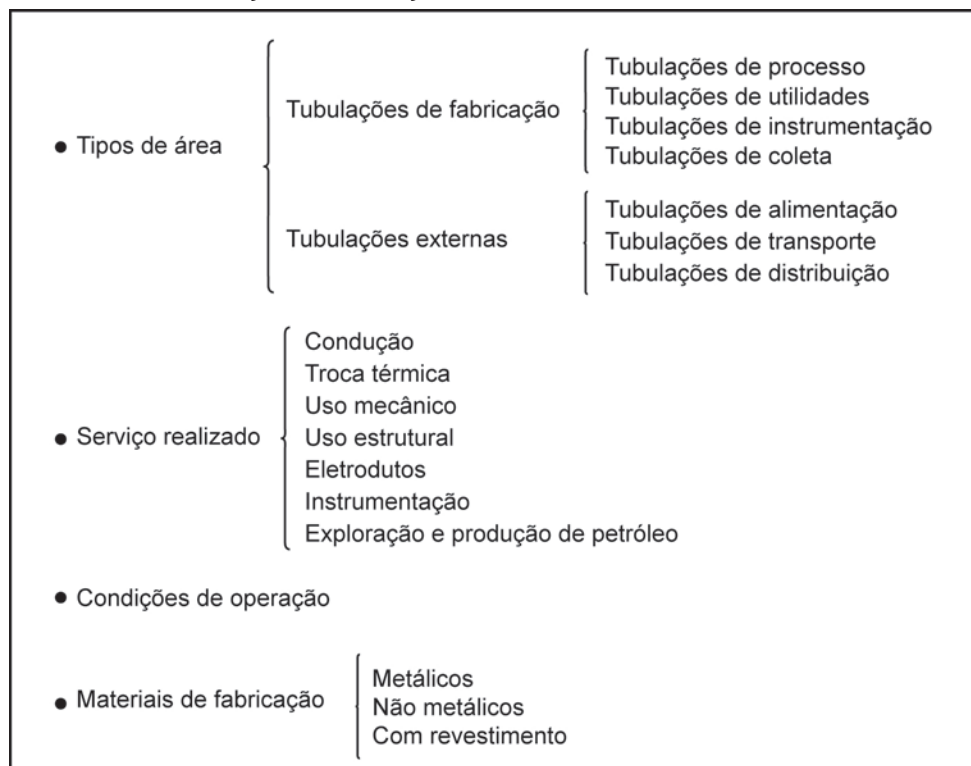
2.3 Definição e classificação

O termo tubulação representa um conjunto de tubos e seus acessórios. Os tubos são condutos fechados, de seção reta circular, destinados, em sua maioria, ao transporte de fluidos. Geralmente o fluido ocupa toda a área da seção transversal, ou seja, sem superfície livre.

Os tubos de aço e alguns materiais mais comuns são fabricados em diversos diâmetros e várias espessuras de parede. Assim, existem normas de padronização para esses materiais. Para caracterizá-los, é utilizado o conceito de diâmetro nominal, que não é nem o diâmetro interno nem o externo, mas, dependendo da especificação do tubo, pode se aproximar de um ou de outro.

A grande variedade de indústrias de processo traz como consequência a existência de uma variedade de fluidos que precisam ser deslocados de um ponto a outro adequadamente. Sendo assim, devido à amplitude do tema e à infinidade de possibilidades de uso, são utilizados diversos critérios de classificação das tubulações industriais. As variações de classificação encontradas nos livros dependem da abrangência que se deseja. Por exemplo, o Quadro 2 mostra a classificação apresentada por Gomide (1993):

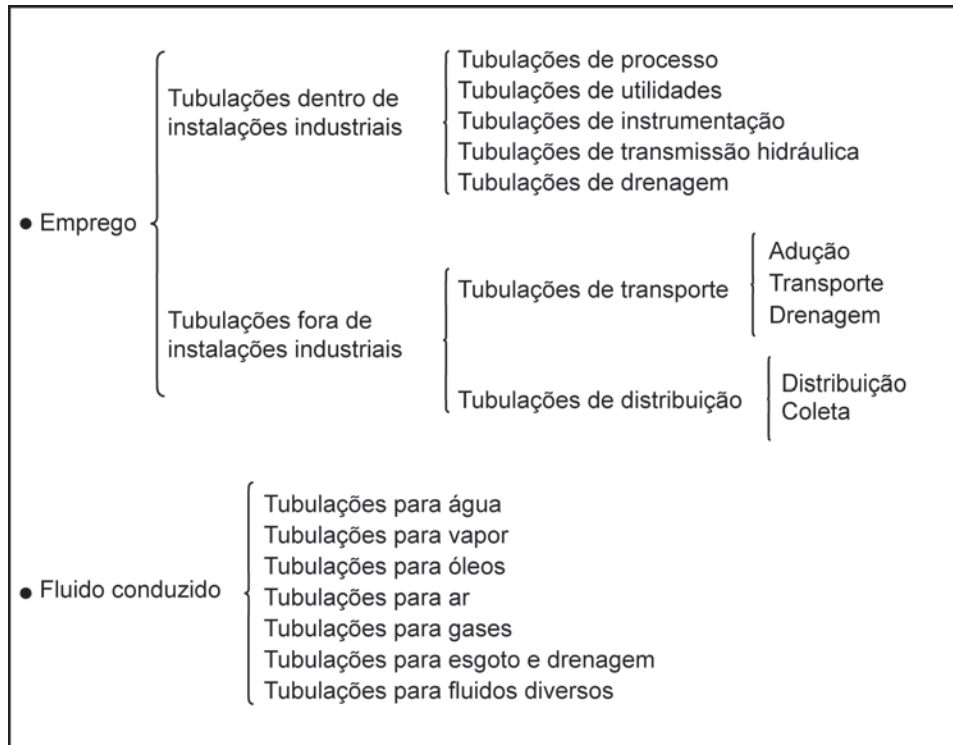
Quadro 2 Classificação de tubulações industriais.



Fonte: adaptado de Gomide (1993).

Uma classificação semelhante, porém focada em apenas dois tópicos principais, é a classificação apresentada por Silva Telles (2001) e mostrada no Quadro 3. O autor classifica as tubulações industriais em tubulações industriais quanto ao emprego e quanto ao fluido conduzido. Comparando o Quadro 2 com o Quadro 3, podemos observar que o que um autor classificou como tipos de área o outro classificou como emprego. A diferença está apenas no termo, pois as finalidades são as mesmas.

Quadro 3 Classificação de tubulações industriais.



Fonte: adaptado de Silva Telles (2001).

As tubulações de processo referem-se àquelas que são destinadas às finalidades básicas de uma indústria de processo. As tubulações de utilidades são aquelas destinadas aos fluidos auxiliares de uma indústria de processo – sistema de refrigeração, aquecimento, vapor, limpeza, manutenção, etc. As tubulações de instrumentação e transmissão hidráulica não são destinadas ao transporte de fluidos. Elas são destinadas, respectivamente, à transmissão de sinais pneumáticos para válvulas de controle e instrumentos automáticos e aos comandos e mecanismos hidráulicos. As chamadas tubulações externas, ou fora de instalações industriais, como adutoras, oleodutos e gasodutos, interligam os setores produtivos e as áreas externas e destinam-se ao transporte de líquidos e gases a longa distância (GOMIDE, 1993; SILVA TELLES, 2001).

O importante é ter em mente que, para a escolha e especificação adequadas ao fluido, considerando as condições – principalmente pressão e temperatura – e vazões que se deseja utilizar, deve-se levar em conta a experiência e recorrer aos livros e catálogos de fabricantes. Além disso, existem padrões e normas que auxiliam na correta especificação, entre as quais podemos citar:

- ANSI (American National Standards Institute);
- API (American Petroleum Institute);

- ASTM (American Society for Testing and Materials);
- ASME (American Society of Mechanical Engineers);
- NACE (National Association of Corrosion Engineers);
- ISO (International Organization for Standardization);
- ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas).

A ABNT é a representante no Brasil de entidades internacionais como a ISO e de entidades de normalização regionais como a Copant (Comisión Pan-Americana de Normas Técnicas) e a AMN (Asociación Mercosur de Normalización).

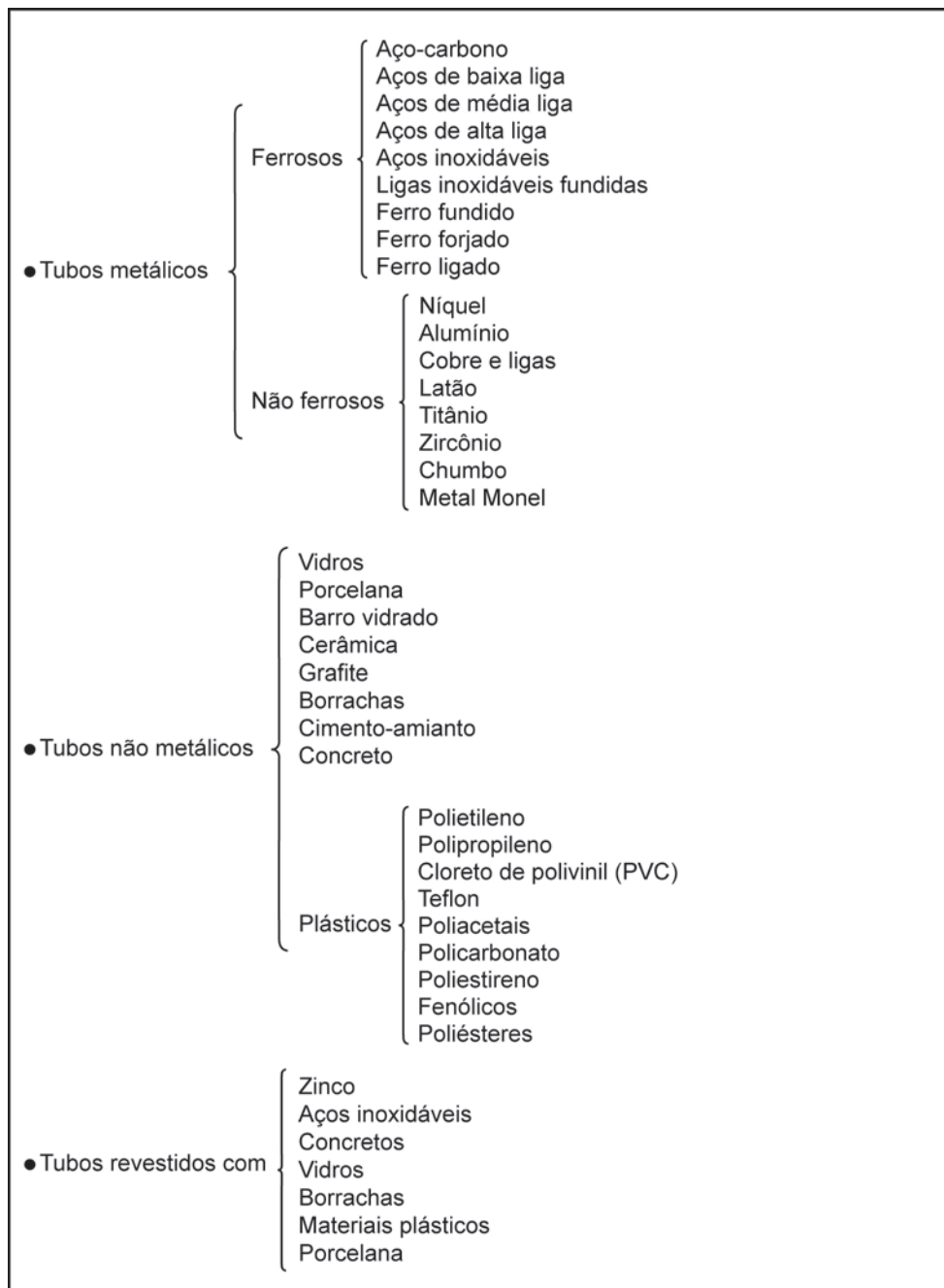
2.3.1 Material construtivo para tubos e acessórios

Um detalhe importante e necessário quando se projeta tubulações industriais é a escolha do material construtivo das tubulações, que deve ser adequado ao fluido que se deseja deslocar. Dependendo do tipo de indústria e do fluido, prevalecem alguns materiais que já são amplamente utilizados, consagrados pela tradição e pela prática. A escolha e especificação adequadas dependem de alguns fatores, tais como segurança, tipo de fluido, custo, condições de operação, natureza dos esforços, disponibilidade, experiência, etc.

Não é nosso objetivo citar aqui todos os materiais utilizados na fabricação de tubos, mas sim dar uma ideia da grande variedade de materiais existentes e características que relacionam alguns materiais a determinado tipo de fluido. A literatura especializada no assunto oferece mais detalhes e está indicada no final do livro.

Uma classificação comum para o tipo de material divide os tubos em tubos metálicos e não metálicos. Os metálicos dividem-se em materiais ferrosos e não ferrosos. O Quadro 4 apresenta um resumo dos materiais incluídos em cada categoria.

Quadro 4 Materiais usados na fabricação de tubos e acessórios.



Entre os metálicos ferrosos, os de uso mais comum são os de aço-carbono. É o material que apresenta a menor relação custo/resistência mecânica. São fáceis de soldar e amplamente disponíveis no mercado. Esses tubos são utilizados para transportar, principalmente, água, vapor de baixa pressão, ar comprimido, condensado, óleo combustível, etc. Para transporte de água, dependendo das condições – água-doce, águas salobras, águas salinas, poluídas, etc. –, da pressão e da temperatura, podem ser utilizados tubos de PVC. O ferro fundido também pode ser usado para tubulações subterrâneas de água e efluentes, pois, embora seja menos resistente, apresenta baixo custo.

Os aços-liga e os aços inoxidáveis apresentam custo muito superior ao do aço-carbono. O seu uso é justificado quando se deseja trabalhar a altas temperaturas, com fluidos corrosivos e exigência de não contaminação. Por apresentarem boa resistência química, têm uma vida útil longa, o que pode justificar o investimento. Dependendo da faixa de temperatura, podem ser utilizados para alguns hidrocarbonetos e, também, em refinarias, indústrias químicas e petroquímicas e para o transporte de gases. São recomendados também para transporte de hidrogênio, tanto do gás puro quanto em mistura, quando se deseja condições mais severas de pressão e temperatura.

Os tubos metálicos não ferrosos são utilizados principalmente para transporte de ácidos e álcalis. A escolha do material, nesses casos, depende principalmente do ácido – ácido sulfúrico, clorídrico, nítrico, fórmico, cítrico, etc. –, da concentração e da temperatura. Para uma mesma condição, pode haver mais de uma opção de uso.

Os tubos não metálicos apresentam baixo custo – vidro e grafite são exceções. Os de barro vidrado são amplamente utilizados para tubulações de esgoto, pois são bem resistentes a fluidos corrosivos. Podem também ser usados para a mesma finalidade os de cimento-amianto, concreto e ferro fundido. A escolha dependerá do diâmetro e da resistência mecânica necessária em função da sobrecarga externa, já que as tubulações, na maioria das vezes, são subterrâneas.

Entre os não metálicos, os plásticos vêm ganhando popularidade, pois apresentam como vantagens o baixo peso, baixo custo, coeficiente de atrito menor, alta resistência à corrosão, etc. Entre as desvantagens, têm-se a baixa resistência mecânica, baixa resistência ao calor, deformações, alto coeficiente de dilatação, entre outras. O seu uso é justificado em serviços que utilizam temperaturas moderadas, baixos esforços mecânicos e fluidos corrosivos.

O revestimento de tubos visa combinar o baixo custo, a grande disponibilidade e a resistência mecânica dos tubos de aço-carbono com a resistência química dos revestimentos, que podem ser de zinco (tubos galvanizados), borracha ou materiais plásticos – teflon, poliuretanos, etc.

Pode-se perceber que as possibilidades de uso são muitas, pois uma tubulação de mesmo material pode servir para o transporte de vários fluidos nas mais variadas condições. Não se deve esquecer, portanto, os outros fatores que influenciam a escolha do material. O responsável pelo projeto deve enfrentar algumas questões, tais como: o material que apresenta melhor resistência à corrosão pode ser o mais caro e pode não estar facilmente disponível, e assim por diante. Como colocado por Silva Telles (2001), a experiência do projetista é indispensável e insubstituível.

2.4 Acessórios de tubulações

Os acessórios incorporados às tubulações visam garantir o transporte adequado do fluido e são classificados pela finalidade dentro da planta. Eles são os responsáveis pela perda da maior parte da energia do fluido ao longo do escoamento (perda de carga). A maioria dos acessórios é fabricada nos mesmos materiais construtivos dos tubos e, excetuando-se as válvulas, as peças são tratadas como conexões.

São considerados acessórios de tubulações os dispositivos destinados a:

- a) unir duas seções de tubos: luvas, *nipples*, uniões, flanges;
- b) alterar o diâmetro de uma linha: reduções, buchas;
- c) interromper uma linha: bujões ou *plugs*, tampões ou *caps*, válvulas;
- d) modificar a direção do escoamento: cotovelos ou joelhos, tês, curvas;
- e) controlar vazões: válvulas;
- f) fazer derivações: tês, cruzetas, peças em Y.

Os acessórios são acoplados aos tubos mediante várias técnicas. A escolha de uma depende de fatores como material construtivo, diâmetro dos tubos, custo, grau de segurança, temperatura e pressão de trabalho, entre outros. Podem ser rosqueadas, soldadas, flangeadas, encaixadas e ainda coladas.

As conexões rosqueadas são principalmente empregadas em tubulações prediais e industriais de água, ar, condensado, etc., pois apresentam baixo custo e facilidade de execução, porém são mais suscetíveis a vazamentos. De acordo com Silva Telles (2001), as ligações rosqueadas são as únicas usadas em tubos galvanizados de aço e ferro forjado, porque a solda, nesses materiais, é proibida por algumas normas. São utilizadas também em tubos e conexões de aço-carbono, ferro fundido e materiais plásticos, sendo raras em aços inoxidáveis e metais não ferrosos. A Figura 3 apresenta algumas conexões rosqueadas.

As conexões soldadas, por sua vez, são muito comuns na prática industrial, pois apresentam resistência mecânica superior, melhor estanqueidade, facilidade na aplicação de isolamento térmico e pintura e baixa necessidade de manutenção. É permitido o uso da solda em tubos e conexões de qualquer material metálico, desde que seja possível obter um procedimento seguro.

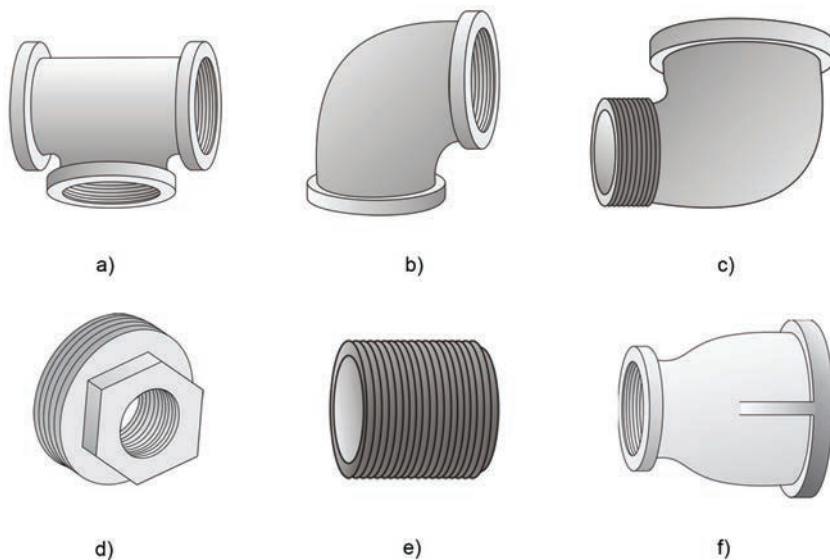


Figura 3 Conexões rosqueadas: a) tê; b) cotovelo; c) cotovelo redutor; d) redução; e) *niple*; f) redutor.

As conexões flangeadas são mais facilmente desmontadas do que as soldadas e são fabricadas principalmente de ferro fundido. São usadas para a conexão de equipamentos e válvulas aos tubos. A Figura 4 apresenta algumas conexões flangeadas.

Entre todos os acessórios, as válvulas serão tratadas como um caso à parte, pois não servem apenas para simples ligação dos tubos. Elas desempenham funções mais especializadas, como controle de vazão e interrupção de escoamento.

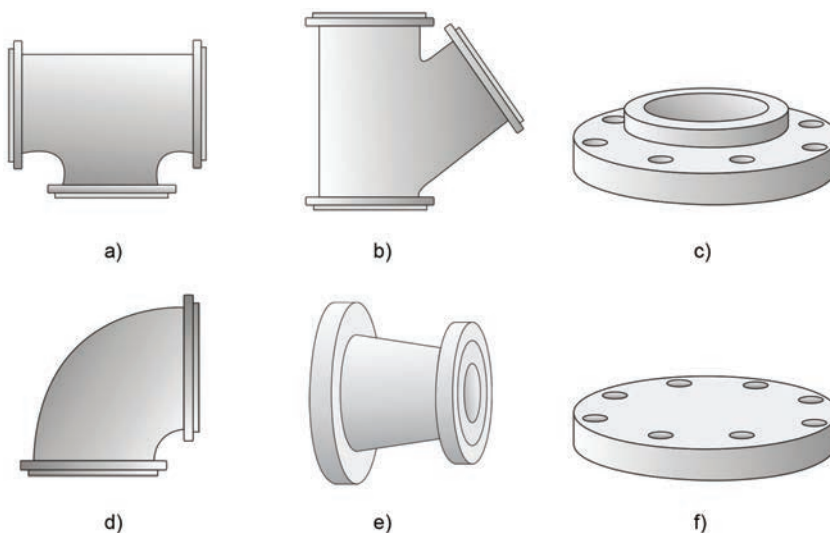


Figura 4 Conexões flangeadas: a) tê; b) tê de 45°; c) flange; d) cotovelo; e) redução; f) flange cego.

2.4.1 Válvulas

Como já citado, vários são os acessórios utilizados em tubulações, mas as válvulas merecem um destaque especial por desempenharem várias funções, como interrupção do escoamento, regulação da vazão e redução de pressão, além de servirem como dispositivos de segurança. Dada a variedade, este texto se restringirá à apresentação dos tipos mais comumente encontrados, descrevendo apenas as características que mais interessam.

As válvulas estão entre os acessórios de maior importância e, por isso, a escolha do tipo, a localização na planta e a especificação merecem maior atenção. As válvulas são as responsáveis pela maior parte dos custos e estão entre os acessórios que apresentam maiores perdas de carga – com exceção da válvula gaveta totalmente aberta. Estão disponíveis no mercado em vários modelos, algumas com funções mais gerais e outras com funções específicas. Entre as mais comuns, estão os modelos de válvula de gaveta, válvula de globo, válvula de macho e de retenção.

Uma classificação comum divide as válvulas em dois grupos: válvulas de bloqueio e válvulas de regulação. As válvulas de bloqueio são as válvulas que funcionam completamente abertas ou completamente fechadas, ou seja, estabelecendo ou interrompendo o fluxo, facilitando a manutenção da linha sem necessidade de interrupção total. As válvulas de regulação podem trabalhar em qualquer posição de fechamento, permitindo o controle do fluxo. As válvulas de gaveta, de comporta, de macho e de esfera são válvulas de bloqueio. As válvulas de globo, de agulha, de borboleta e de diafragma são válvulas de regulação.

As válvulas de gaveta são as mais comuns na indústria, em instalações de bombeamento de pequeno e médio porte. São utilizadas nas tubulações de óleos e líquidos em geral. Não são aconselhadas para tubulações que transportam líquidos viscosos e suspensões. Apresentam perda de carga desprezível quando completamente abertas – o fluxo fica completamente desimpedido –, passando a ter uma perda de carga considerável se forem mantidas parcialmente abertas, causando vibração e até cavitação. Como variantes da válvula gaveta, têm-se as válvulas de comporta e as válvulas de fecho rápido. A Figura 5 mostra o desenho de uma válvula de gaveta e o seu respectivo corte.

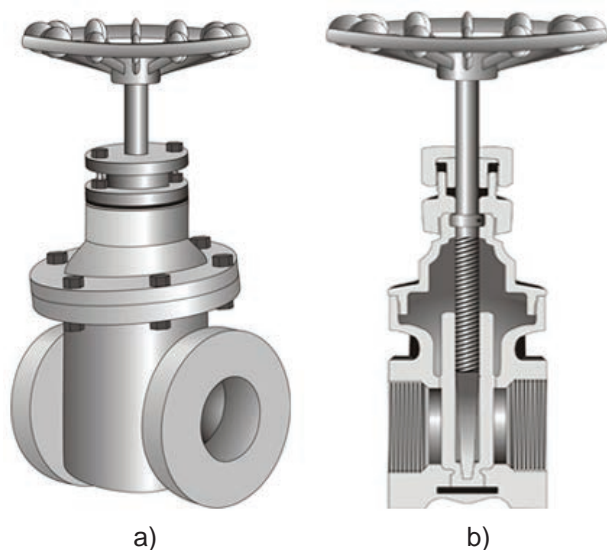


Figura 5 Desenho de uma válvula de gaveta: a) externo; b) corte.

Esse tipo de válvula tem um tampão ou disco que se desloca perpendicularmente, vedando ou abrindo completamente a passagem do fluido. Da mesma maneira que os tubos e demais acessórios, são encontradas em vários materiais construtivos, e a escolha dependerá do fluido e das condições de trabalho.

A válvula de macho é uma válvula de fechamento rápido, que apresenta um tronco cônico (macho) em que há um orifício para a passagem do fluido (Figura 6, item a). São muito usadas para bloqueio de gases, vapor, água e demais líquidos. Igualmente às válvulas de gaveta, apresentam baixa perda de carga quando completamente abertas, pois o fluido apresenta uma trajetória livre.

A válvula de esfera é uma variante da válvula de macho, em que o macho é uma esfera que possui uma passagem central no corpo da válvula (Figura 6, item b). São indicadas para os mesmos fluidos da válvula de macho. A utilização dessas válvulas tem aumentado, pois apresentam algumas vantagens em relação às de gaveta, tais como facilidade de operação – abertura e fechamento rápido –, são mais compactas e leves e trabalham bem com fluidos que formam depósitos.

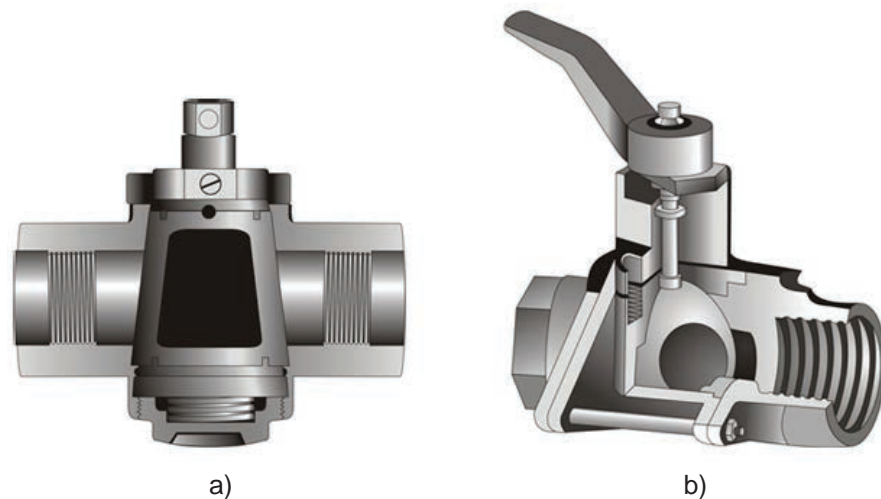


Figura 6 Desenho de válvulas: a) válvula de macho; b) válvula de esfera.

Entre as válvulas de regulação, as válvulas de globo permitem um bom controle de vazão, porém apresentam peso superior – se comparadas às de mesma capacidade – e elevada perda de carga mesmo quando estão completamente abertas. Essa elevada perda de carga é devida à própria configuração da válvula, pois a passagem do fluido no interior desta não é livre, sofrendo uma mudança de direção (Figura 7). Essas válvulas possuem um tampão que controla a passagem do fluido pelo orifício que geralmente está em posição paralela ao sentido do escoamento. Quando, no lugar do tampão, se tem uma haste com extremidade afilada, tem-se a válvula de agulha. As válvulas de agulha são utilizadas para controle fino de vazão de líquidos e gases.

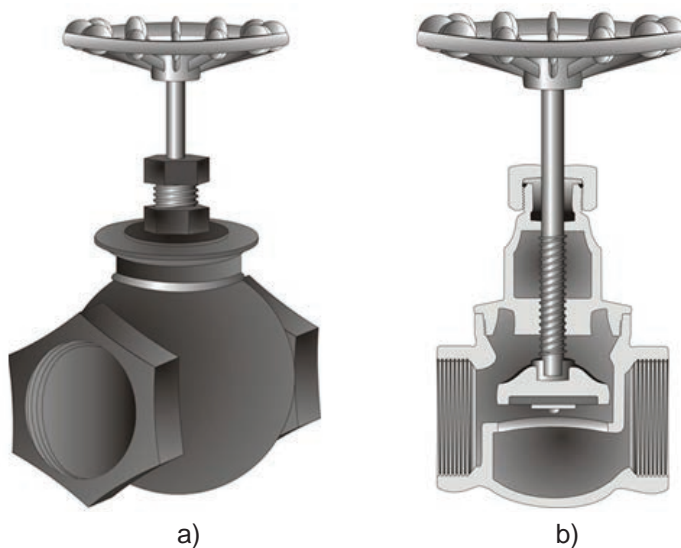


Figura 7 Desenho de uma válvula globo: a) externo; b) corte.

As válvulas de diafragma são empregadas em instalações industriais que utilizam fluidos corrosivos e perigosos e que exigem segurança contra vazamentos. Os elementos flexíveis (diafragmas) podem ser apertados uns contra os outros – se houver mais de um – ou contra a sede, interrompendo o fluxo ou controlando a vazão. Podem ser de borracha, teflon ou polietileno. Apresentam baixa perda de carga, baixa formação de depósitos e custo reduzido (Figura 8, item a).

As chamadas válvulas de borboleta servem tanto para bloqueio como para regulagem (Figura 8, item b). São utilizadas tanto para líquidos como para gases em tubulações de grande diâmetro e baixas pressões. Apresentam um disco giratório (borboleta) no interior da cavidade interna que, quando em posição perpendicular ao escoamento, veda completamente a passagem do fluido. A borboleta pode ser posicionada em vários ângulos para regulagem da vazão.

Quando há tendência de o fluido inverter o seu sentido, são utilizadas válvulas de retenção, pois estas permitem o escoamento em apenas uma direção (Figura 8, item c). Essas válvulas se fecham automaticamente pela diferença de pressão exercida pelo fluido sempre que houver tendência à inversão do sentido de escoamento, impedindo o retorno deste. Apresentam alta perda de carga, sendo indicadas somente quando houver extrema necessidade, geralmente em linhas de recalque de bombas e linhas de sucção a partir de tanques inferiores para manter a escorva da linha – nesses casos, válvulas de pé. Apresentam vários subtipos, como válvula de retenção de portinhola, de pistão, válvula de pé e retenção e fechamento.

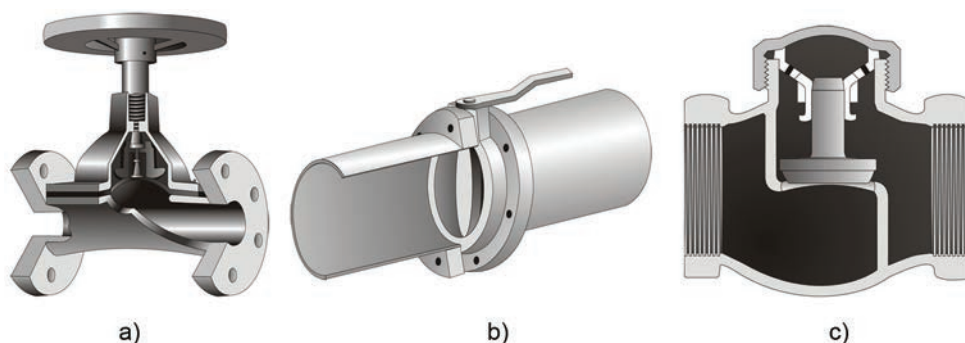


Figura 8 Desenho de válvulas: a) válvula de diafragma; b) válvula de borboleta; c) válvula de retenção.

Vários outros modelos de válvulas estão disponíveis, e um mesmo modelo pode apresentar variantes. Vale lembrar que a escolha adequada deve levar em conta alguns fatores como pressão, variações de temperatura a que estarão submetidas, propriedades físicas e químicas do fluido escolhido, além da experiência do responsável pela seleção.

2.5 Dimensionamento de tubulações

Antes de tratarmos de sistemas de bombeamento, que serão objeto de estudo da próxima unidade, é necessário falarmos de dimensionamento de tubulações. Este compreende basicamente a determinação do diâmetro da tubulação para determinada vazão e o cálculo da perda de energia provocada pelo atrito do fluido com as paredes do tubo (perda de carga). A determinação do diâmetro e o cálculo da perda de carga são influenciados diretamente pelos fatores estudados anteriormente, como materiais de construção dos tubos e acessórios e pelos tipos de acessórios utilizados na linha. O dimensionamento correto de tubulações evita gastos desnecessários com material e torna o projeto tecnicamente seguro. O objetivo é aliar bom desempenho com baixo custo.

2.5.1 Determinação do diâmetro (D)

O cálculo do diâmetro no projeto de tubulações é função principalmente da vazão que se deseja trabalhar. Sabe-se que a quantidade de matéria transportada por unidade de tempo através de tubulações é uma variável de processo conhecida como vazão, que pode ser mássica (\dot{m}), molar (\dot{n}) ou volumétrica (\dot{V}). Por questões práticas, utilizaremos a letra Q para designar a vazão volumétrica.

Considerando a equação da continuidade (Equação 2) para escoamento incompressível em regime permanente, observamos que, para uma mesma vazão volumétrica (Q), só é possível variar a velocidade de escoamento (v) variando-se o diâmetro do tubo (D), que está relacionado com a área da seção de escoamento (S):

$$Q = S \cdot v \quad (2)$$

em que a vazão volumétrica (Q) está em m³/s, a área (S) em m² e a velocidade (v) em m/s.

Vamos entender de onde veio essa equação? A Equação 2 nada mais é que um balanço de massa realizado durante um processo de escoamento em regime permanente. De acordo com o princípio de conservação de massa, a quantidade de massa que entra em um volume de controle é igual à quantidade de massa que sai. Considere o sistema da Figura 9:

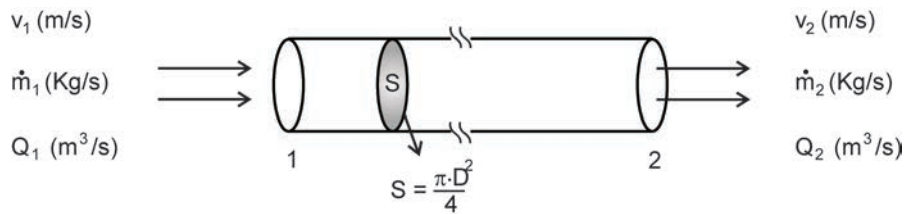


Figura 9 Representação de um sistema de escoamento.

O sistema simplificado da Figura 9 pode ser uma mangueira ou o trecho de uma tubulação por onde escoa água em regime permanente do ponto 1 ao ponto 2. A quantidade de água que entra por unidade de tempo é igual a que sai. Veremos mais adiante que vários sistemas, tais como bombas, turbinas, compressores, etc., funcionam dessa forma, com apenas uma entrada e uma saída. Se tivermos um sistema com várias entradas e saídas, o princípio de conservação de massa em regime permanente poderá ser expresso como:

Entrada de massa = saída de massa

$$\sum_e \dot{m} = \sum_s \dot{m} \quad (\text{kg/s}) \quad (3)$$

Para sistemas com uma entrada e uma saída:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{kg/s}) \quad (4)$$

$$\rho_1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot v_1 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \cdot S_1 (\text{m}^2) = \rho_2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot v_2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \cdot S_2 (\text{m}^2) \quad (\text{kg/s}) \quad (5)$$

Para um fluido incompressível, como é o caso da água, pode-se cancelar as densidades de ambos os lados. A equação em termos de vazão volumétrica é representada da seguinte forma:

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (6)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (7)$$

Observe que, por meio do balanço de massa realizado no sistema da Figura 9, chegou-se à Equação 2. Observe agora uma mesma situação de escoamento, mas com variação do diâmetro da tubulação (Figura 10). Já vimos que, para água, as vazões volumétricas são iguais ($Q_1 = Q_2$) e, como os diâmetros das tubulações são diferentes, conseqüentemente as velocidades serão diferentes. Para a tubulação de menor diâmetro, tem-se a maior velocidade, e vice-versa.

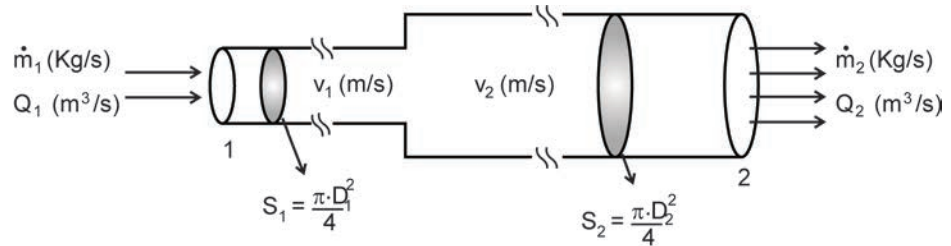


Figura 10 Representação de um sistema de escoamento em tubulações de diferentes diâmetros.

Para o sistema da Figura 10, em que $D_1 < D_2$ e $v_1 > v_2$, a equação da continuidade passa a ser representada da seguinte forma:

$$Q_1 = Q_2 = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = v_1 \cdot D_1^2 = v_2 \cdot D_2^2 \quad (8)$$

Fórmulas para o cálculo do diâmetro

Vimos, pelo exposto anteriormente, que uma mesma vazão pode ser transportada em tubulações de diferentes diâmetros, porém com velocidades diferentes. A determinação desse diâmetro tem influência direta no custo total da instalação. Não é necessário o cálculo exato do diâmetro, até porque isso seria difícil. Certo grau de superdimensionamento é até desejável, dadas as incertezas existentes em um projeto inicial.

Já que o custo mínimo é decisivo em um projeto, é interessante mostrar como é feita a análise dos custos envolvidos em um sistema hidráulico, por exemplo. Geralmente são considerados dois elementos principais: o custo da tubulação, que depende do montante gasto na aquisição dos tubos, e o custo operacional, que está relacionado com as despesas de instalação e funcionamento do conjunto motobomba.

Quanto maior o diâmetro, maior será o custo da tubulação, pois o custo dos tubos varia com o peso da unidade de comprimento. Mas, ao mesmo tempo, quanto maior o diâmetro, menor será a velocidade de escoamento, o que resultará em menores perdas de carga e, portanto, menor custo operacional. Dessa forma, vemos que o custo da tubulação e o custo operacional dependem, de modos

opostos, do diâmetro. Veremos, na próxima unidade, que uma menor perda de carga diminuirá a altura manométrica² necessária e conseqüentemente a potência da bomba utilizada. Existe um custo mínimo que resulta da soma desses dois fatores e que está representado na linha de custo total, no gráfico de custo em função do diâmetro (Figura 11):

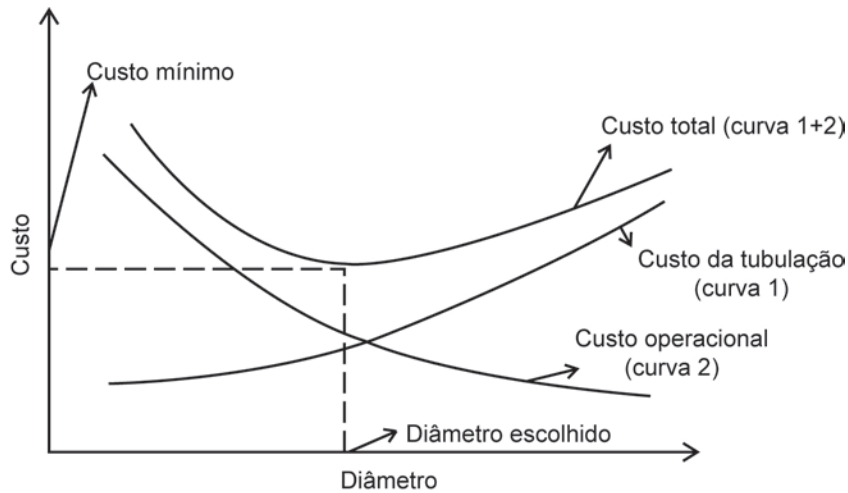


Figura 11 Determinação do diâmetro econômico de uma instalação hidráulica.

Sendo assim, existe uma faixa de diâmetros que conjuga o custo total e o custo operacional, resultando num custo mínimo. Com base nesses princípios de custo mínimo, são propostas equações que permitem calcular o diâmetro econômico para determinada instalação. Serão mencionadas aqui as equações mais amplamente utilizadas.

Fórmula de Bresse

Pode ser usada para o cálculo do diâmetro de tubulações de recalque³ hidráulicas, que minimizam os custos da instalação. Deve ser usada em instalações pequenas e de funcionamento contínuo (24 horas por dia):

$$D = K \cdot \sqrt{Q} \quad (9)$$

em que D é o diâmetro em m, Q é a vazão em m³/s, e K é um coeficiente variável que depende dos custos envolvidos – material, mão de obra, manutenção, etc. Em geral, apresenta valores que variam de 0,7 a 1,3. Como fornece o diâmetro da linha de recalque, para a linha de sucção⁴ adota-se o diâmetro imediatamente superior. Veremos, em sistemas de bombeamento, que o diâmetro da tubulação de aspiração – ou sucção – deve ser maior que o de recalque.

2 *Altura manométrica*: energia por unidade de peso que a bomba deve fornecer para deslocar o fluido.

3 *Tubulação ou linha de recalque*: tubulação a jusante da bomba.

4 *Tubulação ou linha de sucção*: tubulação a montante da bomba.

Fórmula de Forchheimer

Pode ser usada para instalações hidráulicas que não necessitam de funcionamento contínuo, mas apenas por alguns períodos durante o dia – prédios residenciais, por exemplo:

$$D = 1,3 \cdot T^{1/4} \cdot \sqrt{Q} \quad (10)$$

em que D é o diâmetro em m, Q é a vazão em m³/s, e T é a jornada de trabalho no dia, em horas, dividida por 24.

Moraes Júnior (1988) sugere adotar como base os seguintes tempos de funcionamento para a bomba em cada 24 horas:

- prédios de apartamentos e hotéis: três períodos de uma hora e 30 minutos cada;
- prédios de escritórios: dois períodos de duas horas cada;
- hospitais: três períodos de duas horas cada;
- industriais: dois períodos de duas horas cada.

Velocidades econômicas

Outro método bastante utilizado é o método das velocidades econômicas. Esse método consiste em determinar o diâmetro a partir de velocidades econômicas para situações e fluidos específicos. Esses valores são encontrados na literatura especializada e vêm sendo utilizados há anos. É um método mais abrangente, pois não é utilizado somente para água. Existem tabelas de velocidades econômicas para os mais variados tipos de fluidos, como águas industriais, vapor, ar comprimido, fluidos refrigerantes, gases industriais, etc. Nesse método, existe um limite mínimo e máximo de velocidade para o cálculo do diâmetro.

Obtendo-se o valor da velocidade para o fluido e sua aplicação, calcula-se o diâmetro pela Equação 2 (equação da continuidade):

$$Q = S \cdot v \quad \text{sendo } S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (11)$$

em que D é o diâmetro em m, Q é a vazão em m³/s, e v é a velocidade em m/s.

A Tabela 1 apresenta alguns valores de velocidades econômicas.

Tabela 1 Velocidades econômicas usuais.

Serviço/Fluido		Velocidade (m/s)
Sucção de bombas	líquidos finos (água, álcool)	0,4-2
	líquidos viscosos	0,1-0,4
Recalque e linhas de uso geral	líquidos finos	1,2-3
	líquidos viscosos	0,2-1,2
Escoamento por gravidade		0,3-1,5
Drenos		1-2
Água industrial e de serviço		1,7-3,5
Alimentação de caldeiras		2,5-4
Vapor	saturado	12-40
	superaquecido	25-60
	de alta pressão	50-100
Ar comprimido	troncos	6-8
	ramais	8-10
	mangueiras	15-30
Gases industriais	em alta pressão	30-60
	baixa pressão (dutos de ventilação)	10-20
	em alto vácuo	100-120

Fonte: adaptada de Gomide (1993).⁵

Dependendo da referência consultada, podem ocorrer pequenas variações nas faixas de velocidades. É bom lembrar que, nos três métodos descritos, o diâmetro obtido pela fórmula deve ser aproximado para o diâmetro comercial mais conveniente.

2.5.2 Cálculo da perda de carga (l_w)

O fluido, ao escoar pela tubulação, perde parte de sua energia pelo atrito com as paredes do tubo e pela presença de acessórios. A energia se dissipa na forma de calor. Essa perda de energia é conhecida como perda de carga. O atrito é função da rugosidade, da dimensão do tubo, do número de acessórios e das propriedades do fluido.

O cálculo da perda de carga será muito útil quando tratarmos de sistemas de bombeamento, já que esse cálculo representa a altura adicional a qual o fluido precisa ser elevado por uma bomba para superar as perdas causadas pelo atrito com as paredes do tubo e pela presença de acessórios.

⁵ Não foram incluídos na tabela todos os fluidos citados pelo autor.

Antes de mostrarmos as principais equações para o cálculo da perda de carga é interessante definirmos rugosidade. Os tubos, em geral, apresentam asperezas nas paredes internas que são chamadas de rugosidade (ϵ). A rugosidade é função do material, do processo de fabricação do tubo, da existência de revestimentos especiais, do estado de conservação das paredes e da idade da tubulação. Um tubo que não é liso é denominado rugoso e provoca dissipação de energia e perdas por atrito.

A perda de carga nos trechos retos de canalizações (tubos) é conhecida como perda de carga contínua ou distribuída e está diretamente relacionada à rugosidade do tubo. Já a perda de carga causada pela presença de acessórios é chamada de perda de carga localizada ou perda de carga em acidentes de tubulações. A presença de acessórios altera a uniformidade do escoamento acrescentando certa turbulência, o que contribui para as perdas de carga.

Equações para o cálculo da perda de carga distribuída

Grandes trechos de tubulações, sejam elas industriais ou não, são compostos de tubos retos. A perda de carga nesses trechos se deve principalmente à rugosidade dos tubos, que depende diretamente do material utilizado na construção e do estado de conservação das paredes. Várias são as equações utilizadas para o cálculo da perda de carga nos trechos retos, umas de utilização mais geral, outras para casos específicos. Serão apresentadas aqui as fórmulas universal e a de Hazen-Williams.

Equação de Darcy-Weissbach (fórmula universal)

A fórmula de uso mais geral para o cálculo da perda de carga nos trechos retos de tubulações é a de Darcy-Weissbach, também conhecida como fórmula universal, por ser válida para qualquer líquido:

$$lw = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (12)$$

em que lw é a perda de carga em m, f é o coeficiente de atrito ou fator de atrito que depende principalmente do escoamento – laminar ou turbulento – e da rugosidade relativa da parede do tubo (ϵ/D), L é o comprimento do tubo em m, D é o diâmetro da canalização em m, v é a velocidade média do escoamento em m/s, e g é aceleração da gravidade em m/s².

O coeficiente de atrito (f) pode ser obtido por meio do diagrama de Moody (FOUST et al., 1982; MORAES JÚNIOR, 1988; ÇENGEL & CIMBALA, 2007) ou das inúmeras correlações existentes para determinada faixa de Reynolds. Sabe-se que, dependendo do valor do número de Reynolds (Re), o escoamento pode ser laminar

ou turbulento. Para tubos, o escoamento é dito laminar para $Re < 2.100$ e completamente turbulento para $Re > 4.000$. No diagrama de Moody, é representada ainda uma zona de transição que vai de $Re > 2.100$ a $Re < 4.000$. No diagrama, o coeficiente de atrito (f) é obtido a partir do valor Re e da rugosidade relativa (ε/D).

A rugosidade relativa (ε/D) é obtida a partir da rugosidade absoluta ou equivalente (ε), que é dada em medida de comprimento (m ou mm) e é tabelada para vários materiais (Tabela 2). A rugosidade relativa (ε/D), que é função do diâmetro, pode ser calculada ou obtida por meio de ábacos e tabelas que apresentam a rugosidade relativa em função do diâmetro para tubos de diversos materiais, condições de uso e estado da superfície.

Tabela 2 Valores da rugosidade absoluta (ρ) para diferentes materiais.

Material	ε (mm)
Ferro fundido	0,26 a 1,00
Ferro fundido asfaltado	0,12 a 0,26
Ferro galvanizado	0,15
Aço galvanizado	0,15
Aço comercial	0,045
Aço laminado	0,0015
Aço asfaltado	0,04
Aço soldado liso	0,10
Aço rebitado	0,04
Latão, cobre, chumbo ou vidro	0,0015
Concreto centrifugado	0,07
Cimento alisado	0,30 a 0,80

A velocidade média do escoamento pode ser obtida pela equação da continuidade (Equação 2), da seguinte maneira:

$$Q = S \cdot v \quad \text{sendo } S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (13)$$

em que D é o diâmetro em m, Q é a vazão em m^3/s e v é a velocidade em m/s.

Obtidos os valores de f , L , D , g e v , calcula-se a perda de carga distribuída ao longo do encanamento.

Equação de Hazen-Williams

Para tubulações de água e esgoto, é muito comum a utilização da fórmula de Hazen-Williams. Embora tenha uma grande aceitação por ser baseada em vários experimentos, é recomendada especificamente para escoamento turbulento, água em torno de 20 °C e diâmetros superiores a 50 mm:

$$\frac{lw}{L} = \frac{10,65}{C^{1,85}} \cdot \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}} \quad (14)$$

em que lw é a perda de carga em m, L é o comprimento do tubo em m, D é o diâmetro da canalização em m, Q é a vazão em m³/s, e C é o coeficiente que depende da natureza e do estado das paredes do tubo.

A Tabela 3 apresenta os valores do coeficiente C de vários materiais. Observe que o valor de C caracteriza o estado superficial das paredes internas do tubo. Quanto maior esse valor, melhor é o acabamento da parede. Há tabelas mais completas em que o valor de C é dado também em função da idade da tubulação (tempo de uso).

Equações para o cálculo da perda de carga localizada

Na prática, os sistemas de tubulação não são constituídos somente de tubos de mesmo diâmetro e retilíneos. Esses sistemas geralmente incluem acessórios que geram turbulência, provocando atrito e aumentando as perdas de carga. Essas perdas podem ser contabilizadas e somadas às perdas de carga distribuídas ou, se usado o método do comprimento equivalente, podem ser calculadas com a mesma expressão.

Tabela 3 Valores de C em função do material das paredes.

Material	C
Aço corrugado (chapa ondulada)	60
Aço com juntas <i>lock bar</i> novas	130
Aço galvanizado (novo e em uso)	125
Aço soldado novo	120
Aço soldado em uso	90
Aço soldado com revestimento novo e em uso	130
Aço rebitado novo	110
Aço rebitado em uso	85
Chumbo	130
Cimento-amianto	140
Cobre	130
Concreto bem-acabado	130
Concreto acabamento comum	120
Ferro fundido novo	130
Ferro fundido em uso	90
Ferro fundido revestido de cimento	130
Grés cerâmico vidrado (manilha)	110
Latão	130
Madeira em aduelas	120
Tijolos condutos bem executados	100
Vidro	140
Plástico	140

Fonte: adaptada de Carvalho (1984).

Expressão geral

As perdas de carga localizadas podem ser dadas diretamente pela expressão geral:

$$lw = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (15)$$

em que lw é a perda de carga em m; K é um coeficiente adimensional (coeficiente de perda de carga) que depende, entre outras coisas, da geometria da conexão; v é a velocidade média do escoamento em m/s e g é a aceleração da gravidade em m/s².

Os valores de K foram obtidos experimentalmente e encontram-se tabelados nas várias referências citadas ao final do livro. A Tabela 4 apresenta os valores aproximados de K para alguns acessórios.

Tabela 4 Valores aproximados de K para vários acessórios.

Acessório	K	Acessório	K
Cotovelo de 90 raio curto	0,9	Saída de canalização	1
Cotovelo de 90 raio longo	0,6	Tê, passagem direta	0,6
Cotovelo 45	0,4	Tê, saída lateral	1,3
Curva de 90	0,4	Tê, saída bilateral	1,8
Curva de 45	0,2	Válvula de pé com crivo	10
Entrada normal de canalização	0,5	Válvula de retenção	3
Entrada de borda	1,0	Válvula de ângulo aberta	5
Válvula de gaveta aberta	0,2	Válvula de globo aberta	10

Método dos comprimentos equivalentes

Esse método consiste em associar a perda de carga em determinado acessório a um comprimento de tubo reto de mesmo diâmetro capaz de causar a mesma perda de carga. Esse comprimento é chamado de comprimento equivalente (L_{eq}) e deve ser somado ao comprimento total da tubulação. Feito isso, é só utilizar uma das fórmulas já apresentadas no cálculo da perda de carga distribuída.

A perda de carga total (tubos retos e acessórios) do sistema pode ser obtida pelas Equações 11 e 13 apresentadas anteriormente, adicionando-se ao comprimento real da tubulação (L) o comprimento equivalente do acessório.

Existem tabelas e ábacos que apresentam o comprimento equivalente dos vários acessórios existentes. O ábaco da *Crane Corporation* (FOUST et al., 1982; MORAES JÚNIOR, 1988), por exemplo, consiste de linhas verticais em que são alocados os vários acessórios, o comprimento equivalente e os diâmetros internos ou nominais. Localizando o diâmetro calculado e passando uma linha horizontal dele até o acessório correspondente, obtém-se o comprimento equivalente do acessório na unidade disponível no ábaco, que pode ser em pés ou metros. Já as tabelas de comprimentos equivalentes são fornecidas pelo fabricante para um dado material de fabricação do acessório e apresentam o comprimento equivalente da peça para vários diâmetros.

2.5.3 Exemplos⁶

a) *Cálculo do diâmetro*: utilizando a fórmula de Forchheimer, dimensionar os encanamentos da descarga e da sucção de uma bomba de um prédio de apartamentos que tem um consumo de 67.500 litros (L) de água por dia.

⁶ Os exemplos resolvidos foram retirados e adaptados de Moraes Júnior, 1988.

Resolução:

Como sugerido por Moraes Júnior (1988), para prédios de apartamentos e hotéis, o período de funcionamento da bomba por dia é de três períodos de uma hora e 30 minutos cada. Portanto, em 24 horas $(3 \cdot 1,5 \text{ horas}) = 4,5 \text{ h}$.

Cálculo da vazão:

$$Q = 67500 \text{ L} / 4,5 \text{ h} = 15000 \text{ L/h}$$

Passando a vazão para m^3/s :

$$Q = 15000 \frac{\text{L}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \cancel{\text{h}}}{3600 \text{ s}} = 4,2 \frac{\cancel{\text{L}}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \cancel{\text{L}}} = 0,0042 \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculo do diâmetro de recalque:

$$T = \frac{4,5 \text{ h}}{24 \text{ h}} = 0,187$$

$$D = 1,3 \cdot T^{1/4} \sqrt[4]{Q} = 1,3 \sqrt[4]{0,187} \sqrt[4]{0,0042} = 0,055 \text{ m} = 5,5 \text{ cm}$$

$$D = 5,5 \text{ cm} \frac{1 \text{ in}}{2,54 \text{ cm}} = 2,16 \text{ in}$$

Da tabela de propriedades de tubulações de aço, escolhe-se o diâmetro nominal (D_n) mais próximo, no caso o tubo *Schedule 40 S* – o mais comum –, $D = 2 \text{ in}$. Para o tubo de diâmetro nominal de 2", o diâmetro interno é 2,067 in. Em metros, $D = 0,0525 \text{ m}$.

Para o diâmetro de sucção especifica-se uma bitola acima, no caso, $D = 2^{1/2} = 2,5 \text{ in}$. O diâmetro interno $D = 2,469 \text{ in} = 6,271 \text{ cm} = 0,0627 \text{ m}$.

b) *Cálculo do diâmetro*: dimensionar os encanamentos de descarga e sucção para bombeamento de água com capacidade de 15.000 L/h. Utilizando o método das velocidades econômicas, calcule os diâmetros para transporte de água a 25 °C.

Resolução (diâmetro de recalque):

Passando a vazão para m³/s:

$$Q = 15000 \frac{L}{h} \frac{1 \cancel{h}}{3600 s} = 4,2 \frac{\cancel{L}}{s} \frac{1 m^3}{1000 \cancel{L}} = 0,0042 m^3/s$$

Velocidade econômica no recalque (Tabela 1):

$$v = (1,2 + 3,0)/2 = 2,1 m/s$$

Cálculo do diâmetro para essa velocidade (Equação 11):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0042}{\pi \cdot 2,1}} = 0,05 m$$

Passando D para polegadas:

$$D = 0,05 m = 5,0 \cancel{cm} \frac{1 in}{2,54 \cancel{cm}} = 1,98 in$$

Da tabela de propriedades de tubulações de aço, escolhe-se o diâmetro nominal (D_n) mais próximo, no caso o tubo *Schedule 40 S* – o mais comum –, $D = 2 in$. Para o tubo de diâmetro nominal de 2", o diâmetro interno é 2,067 in. Em metros, $D = 0,0525 m$.

Cálculo da velocidade na tubulação de recalque (isolando v da Equação 11 ou Equação 13):

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0042}{\pi \cdot 0,0525^2} = 1,94 m/s$$

Observe que o valor calculado está dentro da faixa de velocidade para a tubulação de recalque da Tabela 1.

Diâmetro da sucção

Para o diâmetro de sucção especifica-se uma bitola acima, no caso, $D = 2^{1/2} = 2,5 in$. O diâmetro interno $D = 2,469 in = 6,271 cm = 0,0627 m$.

Cálculo da velocidade na tubulação de sucção:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0042}{\pi \cdot 0,0627^2} = 1,36 m/s$$

Observe que o valor calculado está dentro da faixa de velocidade para a tubulação de sucção da Tabela 1. Observe também que, por se tratar da mesma vazão do exemplo anterior, foram achados os mesmos diâmetros por diferentes métodos.

c) *Cálculo da perda de carga*: dois reservatórios são unidos por uma tubulação de aço com 14 in de diâmetro nominal (*Schedule 30 ST*) e 2.100 m de comprimento. Sabendo que a vazão do reservatório 1 ao 2 é de 150 L/s de água, e a tubulação possui 4 cotovelos de 90° raio curto e duas válvulas de gaveta abertas, calcule a perda de carga total do sistema.

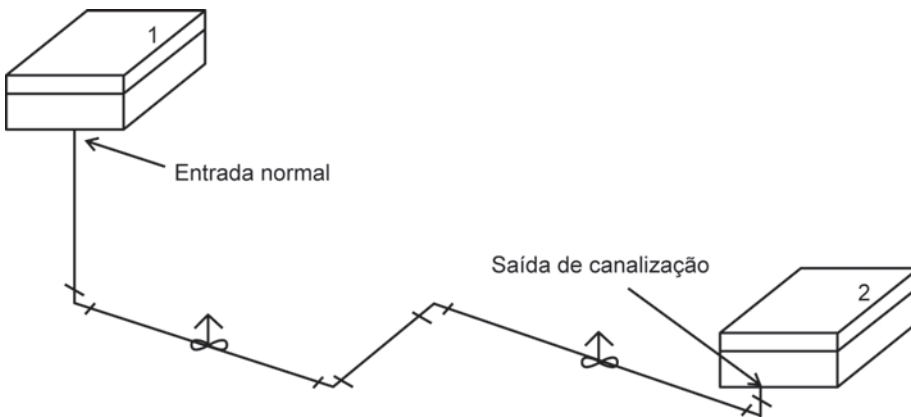


Figura 12 Sistema de tubulações do exemplo de cálculo da perda de carga.

Resolução:

Podemos perceber que, como o tanque 1 está mais elevado que o tanque 2, a água escoará naturalmente de 1 para 2. Aprenderemos, na próxima unidade, que o ponto 1 tem maior energia que o ponto 2 e, por isso, não é necessária a colocação de uma bomba. Se precisássemos inverter o fluxo do ponto 2 ao ponto 1, aí sim seria necessária a colocação de uma bomba.

Cálculo da perda de carga distribuída: por se tratar de uma tubulação de transporte de água e com diâmetro de 14 in = 355,3 mm, ou seja, $50\text{ mm} < D < 3500\text{ mm}$, podemos usar a fórmula de Hazen-Williams (Equação 14) para o cálculo da perda de carga:

$$l_w = L \cdot \frac{10,65}{C^{1,85}} \cdot \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}}$$

Passando a vazão para m³/s:

$$Q = 150 \frac{\cancel{\text{L}}}{\text{s}} \cdot \frac{1\text{ m}^3}{1000\cancel{\text{L}}} = 0,150\text{ m}^3/\text{s}$$

Obtendo o valor de C da Tabela 3:

$C = 90$ (aço soldado em uso)

Diâmetro nominal fornecido: $D_n = 14$ in.

Da tabela de propriedades de tubulações de aço para tubo *Schedule 30 ST*, o diâmetro interno para o $D_n = 14$ in é:

$$D = 13,250 \cancel{\text{in}} \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \cancel{\text{in}}} = 0,3365 \text{ m}$$

Cálculo da perda de carga distribuída:

$$lw = L \cdot \frac{10,65}{C^{1,85}} \cdot \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}} = 2100 \cdot \frac{10,65}{90^{1,85}} \cdot \frac{0,150^{1,85}}{0,3365^{4,87}} = 32,6 \text{ m} = 32,6 \text{ mca}$$

em que mca = metros de coluna d'água.

Cálculo da perda de carga localizada (expressão geral):

Pela expressão geral:

$$lw = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \rightarrow lw = n^{\circ} \text{ peças} \cdot K \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot g}$$

Calculando a perda de carga para cada acessório:

1 entrada normal:

$$K = 1 \cdot 0,5 \rightarrow lw = 1 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,150}{\pi \cdot 0,3365^2} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,8} = 0,072 \text{ m}$$

4 cotovelos de 90°:

$$K = 4 \cdot 0,9 \rightarrow lw = 4 \cdot 0,9 \cdot 0,145 = 0,525 \text{ m}$$

2 válvulas de gaveta abertas:

$$K = 2 \cdot 0,2 \rightarrow lw = 2 \cdot 0,2 \cdot 0,145 = 0,058 \text{ m}$$

1 saída de tubulação:

$$K = 1 \cdot 1,0 \rightarrow lw = 1 \cdot 1,0 \cdot 0,145 = 0,145 \text{ m}$$

Somatória das perdas de carga localizada: $lw = 0,8 \text{ m}$

Para se obter a perda de carga total, soma-se a perda de carga localizada e a distribuída:

$$lw = 32,6 \text{ m} + 0,8 \text{ m} = 33,4 \text{ m}$$

Podemos calcular a perda de carga usando o método do comprimento equivalente.

Cálculo da perda de carga localizada (comprimento equivalente):

Pela tabela de comprimento equivalente:

- 1 entrada normal: $L_{eq} = 6,2 \text{ m}$
- 4 cotovelos de 90° : $L_{eq} = 4 \cdot 10,5 \text{ m} = 42,0 \text{ m}$
- 2 válvulas de gaveta abertas: $L_{eq} = 2 \cdot 2,4 = 4,8 \text{ m}$
- 1 saída de tubulação: $L_{eq} = 11,0 \text{ m}$
- $L_{eq \text{ total}} = 64 \text{ m}$

Somando-se esse comprimento equivalente ao comprimento da tubulação e usando a fórmula de Hazen-Williams para o cálculo da perda de carga, obtém-se:

$$L = 2100 \text{ m} + 64 \text{ m} = 2164 \text{ m}$$

$$lw = L \cdot \frac{10,65}{C^{1,85}} \cdot \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}} = 2164 \cdot \frac{10,65}{90^{1,85}} \cdot \frac{0,150^{1,85}}{0,3365^{4,87}} = 33,6 \text{ m} = 33,6 \text{ mca}$$

Observe:

Hazen-Williams + expressão geral:

$$lw_t = lw_d + lw_l = 32,6 \text{ m} + 0,8 \text{ m} = 33,4 \text{ m}$$

Hazen-Williams + comprimento equivalente:

$$lw = (2100 + L_{eq}) \cdot \frac{10,65}{90^{1,85}} \cdot \frac{0,150^{1,85}}{0,3365^{4,87}} =$$

$$lw = (2100 + 64) \cdot \frac{10,65}{90^{1,85}} \cdot \frac{0,150^{1,85}}{0,3365^{4,87}} = 33,6 \text{ m}$$

2.6 Considerações finais

Tratamos, nesta unidade, de alguns aspectos gerais de tubulações industriais que serão importantes e necessários para a compreensão de sistemas de bombeamento. O leitor deve ter notado que a intenção não foi torná-lo um especialista em projeto de tubulações, pois existem cursos específicos para isso. A ideia foi dar noções sobre alguns pontos importantes envolvendo o assunto. Por exemplo: quando falarmos de características dos fluidos, materiais dos tubos e acessórios de tubulações, o leitor já terá ideia de como esses fatores influenciam no cálculo da perda de carga e assim por diante.

Quando tiver contato com uma indústria química ou, mais especificamente, uma usina de produção de açúcar e álcool, já saberá que aquilo que julgava ser um emaranhado de tubos entrelaçados passando por toda a planta tem uma razão de ser. Além disso, entenderá agora por que determinado acessório está posicionado em determinado lugar, por que se tem essa válvula e não aquela, etc. Enfim, o objetivo foi torná-lo capaz de compreender ou de ter uma noção mínima de alguns aspectos envolvendo tubulações industriais.

2.7 Estudos complementares

Se o leitor desejar conhecer mais sobre os detalhes construtivos de tubos e acessórios e assuntos relacionados a projetos, desenhos e montagens são indicadas três boas referências sobre o assunto, tais como Gomide (1993) e Silva Telles (2001).

Para conhecer outras fórmulas para o cálculo do diâmetro e obter as tabelas e ábacos citados no texto para cálculo da perda de carga é necessário consultar as referências indicadas ao longo desta unidade e listadas no final do livro.

UNIDADE 3

Sistemas de bombeamento

3.1 Primeiras palavras

Nesta unidade, trataremos especificamente dos dispositivos utilizados no transporte de fluidos incompressíveis (líquidos), que são os sistemas de bombeamento. A Unidade 2 foi dedicada ao estudo de tubulações industriais, que envolvem tubos e acessórios e que visam garantir o transporte adequado de fluidos de um ponto a outro do processo. Para o transporte através dessas tubulações, é necessário, na maioria das vezes, adicionar energia ao fluido para mantê-lo em escoamento. Essa energia é gerada por um equipamento motriz que pode ser uma bomba ou um compressor.

Já vimos que vários são os fluidos de processos que precisam ser transportados em unidades industriais – gases, líquidos, suspensões, etc. Para o transporte de líquidos, que não apresentam variações de densidade ao longo do escoamento, são utilizados dispositivos chamados bombas. As instalações de bombeamento apresentam variações dependendo da necessidade de transporte e constituem-se em uma das parcelas mais importantes com relação ao consumo de energia, por isso, precisam ser corretamente dimensionadas. O objetivo desta unidade é apresentar os principais tipos de bombas e aprender a calcular a potência da bomba que irá atender às necessidades do processo.

3.2 Problematizando o tema

A história do homem associada aos fluidos e ao emprego de tubulações se mistura ao desenvolvimento da própria humanidade. As necessidades fundamentais dos homens impulsionaram a evolução em diversos setores ao longo dos tempos, tais como abastecimento de água, irrigação, moradia, produção de alimentos e navegação. Muitas das grandes obras hidráulicas, algumas datadas da era antes de Cristo e da era medieval, se mantêm até os dias de hoje e podem ser visitadas nos mais variados países.

Dadas essas necessidades, primeiramente, o homem e suas comunidades sempre se instalavam em locais que tinham fácil acesso à água, como margens de rios e lagos. Porém, devido à falta de recursos locais, guerras e outros problemas, algumas vezes essas comunidades eram obrigadas a migrar para lugares distantes dessas fontes de água. Assim surgia a necessidade de deslocar essa água para outros lugares, distantes da sua fonte. Quando o deslocamento se dava por gravidade era fácil, mas e quando era necessário movimentá-la para locais mais elevados que a sua fonte de origem?

Desenvolveram-se, assim, os dispositivos necessários para recalque e elevação de líquidos. Inicialmente, esses dispositivos utilizavam a força animal,

guinchos e pedais, que logo se tornaram obsoletos devido à necessidade de elevação de grandes quantidades. Posteriormente, foram desenvolvidos dispositivos mais sofisticados e de maiores capacidades, tais como as bombas. O avanço tecnológico permitiu, entre outras coisas, o consumo de água em grandes cidades, bem como o abastecimento de água e outros líquidos necessários ao funcionamento de grandes parques industriais.

3.3 Transporte de líquidos: bombas

Sabemos que nem sempre é necessária a adição de energia externa ao fluido para mantê-lo em escoamento. Por exemplo, quando o líquido flui de um local mais elevado para outro de menor elevação sob influência da gravidade, ocorre uma transformação parcial da energia potencial do fluido em energia cinética. Porém, sabemos também que, quando há a necessidade de escoar esse líquido em condutos horizontais ou para locais de maior elevação, é necessária a adição de energia, por meio da adoção de dispositivos motrizes, tais como as bombas.

Bombas são os dispositivos utilizados para fornecer energia ao líquido para mantê-lo em escoamento. São chamadas de máquinas geratrizes, pois recebem trabalho mecânico de um motor e o transformam em energia hidráulica – sob as formas de energia potencial, de pressão e cinética (MACINTYRE, 1997a, 1997b).

Uma instalação típica de bombeamento é mostrada na Figura 13. É bom lembrar que uma instalação pode apresentar várias formas e configurações que dependem dos objetivos de projeto. A instalação mostrada na Figura 13 representa uma configuração básica e simples:

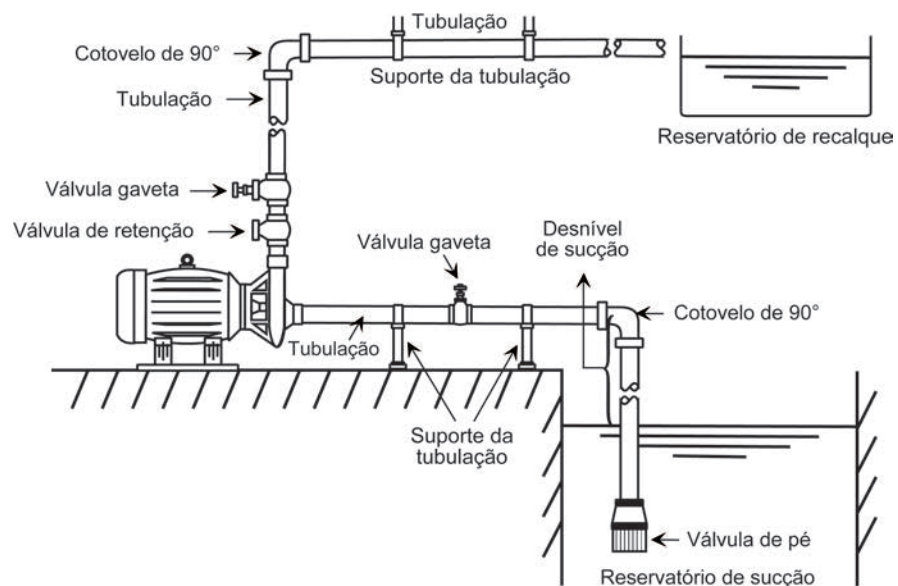


Figura 13 Instalação típica de bombeamento.

Uma instalação típica é composta de três conjuntos básicos: o conjunto motobomba, a linha de sucção e a linha de recalque. O conjunto motobomba representa a edificação que abriga a bomba e o motor de acionamento, que podem ou não estar acoplados à mesma carcaça. A bomba é o dispositivo encarregado de succionar o fluido do reservatório de sucção até o de recalque.

A linha de sucção da Figura 13 é composta de uma válvula de pé com crivo, que tem a função de impedir o retorno do líquido ao reservatório de sucção após o desligamento do motor; um cotovelo de 90°, que modifica a direção do escoamento e uma válvula de gaveta. Em algumas instalações, é colocada uma redução excêntrica, que tem como função reduzir o diâmetro da tubulação na entrada da bomba, que é de diâmetro menor.

A linha de recalque da Figura 13 é composta de uma válvula de retenção, que permite o escoamento em apenas uma direção e tem a função de impedir que o peso da coluna de líquido seja sustentado pelo corpo da bomba, impedir que haja refluxo do líquido (que pode ocasionar o funcionamento da bomba como turbina) e possibilitar a escorva automática da bomba. Essa linha também é composta de uma válvula de gaveta que deve vir logo após a válvula de retenção, além de cotovelos e demais acessórios.

A especificação de uma bomba, nos catálogos dos fabricantes, para determinada instalação é função principalmente da vazão e da altura manométrica (H), que é a energia por unidade de peso que a bomba deve fornecer para deslocar o fluido. Porém, várias fases precedem a escolha final da bomba. A altura manométrica, por exemplo, é função, entre outras coisas, da perda de carga do sistema, do desnível, da velocidade, etc. Sendo assim, é importante apresentar ao leitor a ideia global da sequência de operações necessárias para a especificação de uma bomba, relacionando esta unidade com a Unidade 2, em que aprendemos a calcular o diâmetro e determinar a perda de carga num sistema de tubulações.

3.3.1 Sequência global de especificação de uma bomba

A Figura 14 mostra as etapas que devemos conhecer para chegar à escolha de uma bomba. Observe que a escolha depende da vazão e da altura manométrica, mas esta depende da perda de carga, da diferença de pressão e do desnível. A perda de carga, por sua vez, depende da vazão, do diâmetro e do material de construção dos tubos e assim por diante.

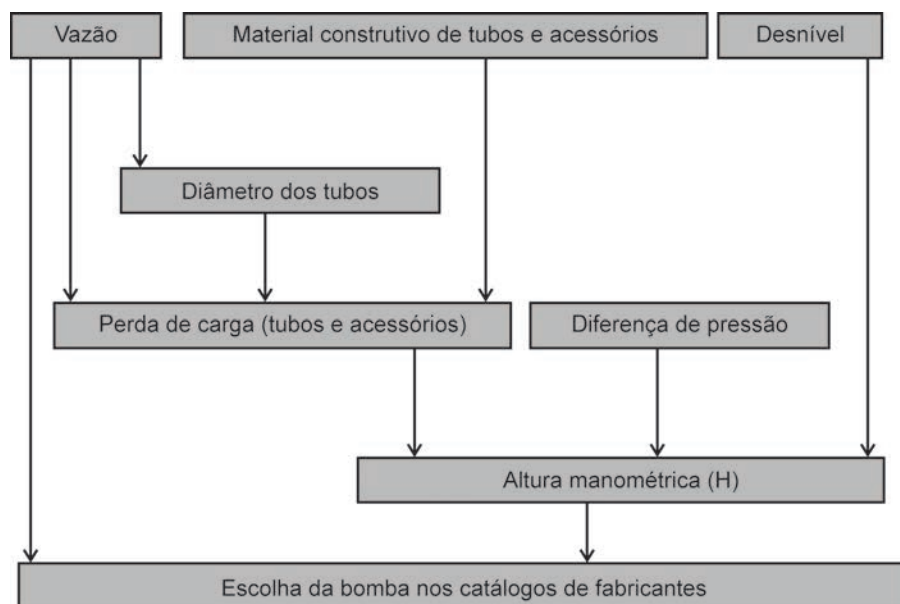


Figura 14 Sequência de operações necessárias à especificação de uma bomba.

Fonte: adaptada de Carvalho (1984).

Na Unidade 2, aprendemos que o cálculo da perda de carga é função do diâmetro, dos materiais construtivos dos tubos e também da vazão. Assim, da Figura 14 já vimos os itens: material construtivo de tubos e acessórios, diâmetro dos tubos e perda de carga em tubos e acessórios.

Já vimos também que a vazão é a quantidade de matéria transportada por unidade de tempo. Neste caso específico, por se tratar de líquidos, essa quantidade é expressa em volume (vazão volumétrica). A vazão a ser elevada por uma bomba depende basicamente do consumo diário de uma instalação, que é função da natureza e do fim a que ela se destina – abastecimento de água numa cidade, instalações industriais, etc.

O desnível a ser vencido está relacionado à posição do reservatório de sucção – reservatório de origem que se encontra antes da bomba – e do reservatório de recalque – reservatório final que se encontra após a bomba – e é de fácil medição.

Portanto, para finalmente escolhermos a bomba adequada para determinada operação, temos de conhecer os principais tipos de bombas existentes e aprender a calcular a altura manométrica (H). Definimos bombas como dispositivos que fornecem energia ao líquido para mantê-lo em escoamento. Assim, para seguirmos no tema desta unidade, temos de responder a duas questões principais:

1. Como transferir essa energia?
2. Quanta energia transferir?

Para respondermos à pergunta 1, temos de conhecer os principais tipos de bombas e suas funcionalidades, que serão apresentadas no item 3.4. Para respondermos à pergunta 2, temos de conhecer a equação da energia mecânica, que será apresentada no item 3.5.

3.4 Principais tipos de bombas

Vários são os tipos de bombas usadas em aplicações industriais, entre as quais podemos citar: bombas centrífugas, bombas axiais, bombas rotativas, etc. Esses vários tipos são agrupados em duas grandes categorias: bombas de deslocamento positivo e bombas dinâmicas (ou turbobombas).

As bombas de deslocamento positivo operam forçando um volume fixo de líquido, em uma ou mais câmaras ou em cilindros, a ser impulsionado para fora pela ação de um pistão ou de peças rotativas. Podem ser de funcionamento intermitente – bombas alternativas – e de funcionamento contínuo – bombas rotativas. As bombas alternativas caracterizam-se por produzir variações de volume interno no interior das câmaras, o que provoca as variações de pressão responsáveis pela aspiração e pelo recalque do líquido. Nas bombas rotativas, são os elementos giratórios que geram a pressão reduzida, permitindo ao líquido entrar na bomba. Essas bombas tendem a ser fisicamente maiores que as turbobombas de igual capacidade.

As bombas dinâmicas, ou turbobombas, operam desenvolvendo aceleração à massa fluida quando esta passa por um rotor. Posteriormente, essa aceleração é transformada em energia de pressão pela passagem em outro órgão, chamado de difusor. Essas bombas operam em altas velocidades, fornecendo altas vazões em relação ao tamanho físico da bomba. Dada a simplicidade e o reduzido custo de operação e manutenção, as bombas de maior uso em indústrias de processos são as bombas centrífugas.

3.4.1 Bombas de deslocamento positivo

As bombas de deslocamento positivo impelem uma quantidade definida de fluido em cada golpe – se bombas alternativas – ou a cada volta – se bombas rotativas – do dispositivo. O escoamento é causado pelo movimento de um órgão propulsor que comunica energia de pressão ao líquido (FOUST et al., 1982).

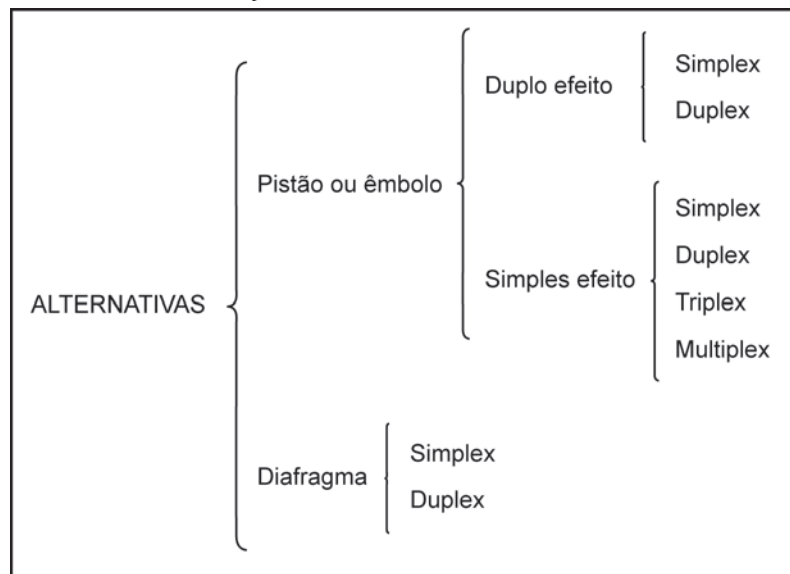
Bombas alternativas: nas bombas alternativas, o órgão propulsor pode ser um pistão, um êmbolo ou uma membrana flexível (diafragma). O êmbolo é uma variedade de pistão que é mais utilizada quando se deseja trabalhar com pressões elevadas. Nas bombas alternativas a pistão, ocorre o movimento de vai e vem de

um pistão num cilindro. O líquido recebe a ação de forças diretamente desses dispositivos e é impulsionado para fora. O fluxo produzido por esses modelos é intermitente, devido aos períodos de descarga nula ocasionados pela periodicidade do pistão. Vários são os modelos de bombas alternativas disponíveis. O Quadro 5 apresenta a classificação mais comum para esses tipos de bombas.

O número de efeitos está relacionado às faces do pistão ou êmbolo que atuam sobre o líquido. Nos modelos de simples efeito, apenas uma face atua empurrando o líquido e, nos modelos de duplo efeito, as duas faces atuam sobre o líquido no movimento para frente e para trás.

A classificação simplex, duplex, triplex e multiplex está relacionada, respectivamente, à existência de um, dois, três ou mais pistões ou êmbolos. Por exemplo: numa bomba simplex de duplo efeito, as duas faces de um único pistão são utilizadas para impelir o líquido no golpe para frente e para trás.

Quadro 5 Classificação das bombas alternativas.



Já uma bomba duplex de simples efeito apresenta dois cilindros com um pistão em cada, em que o fluido é bombeado somente no golpe para frente de cada pistão. A Figura 15 apresenta o desenho esquemático de alguns modelos de bombas alternativas a pistão.

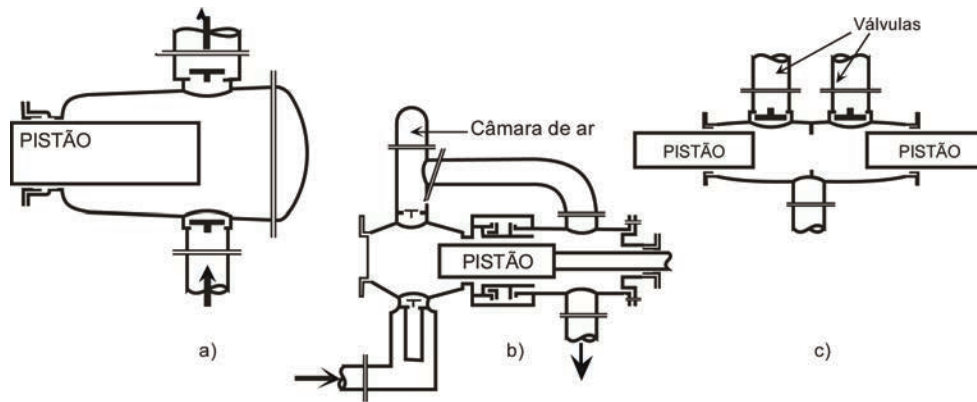


Figura 15 Desenho esquemático de bombas alternativas a pistão: a) simplex de simples efeito; b) simplex de duplo efeito; c) duplex de duplo efeito.

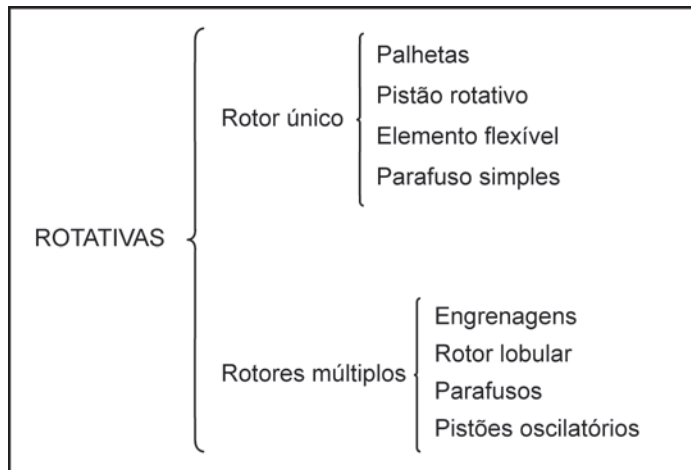
Fonte: adaptada de Macintyre (1997a).

Embora tenham capacidade pequena, as bombas alternativas estão entre as que promovem as mais elevadas pressões entre os variados tipos de bombas. São utilizadas principalmente no bombeamento de óleos, água de alimentação de caldeira e lamas, porém não são recomendadas para líquidos que contêm sólidos abrasivos que podem danificar a superfície do pistão (FOUST et al., 1982). São bastante utilizadas nas operações de perfuração de poços de petróleo para retirada do material perfurado e nas indústrias em geral. Apresentam, como principais vantagens, a possibilidade de uso como bombas dosadoras e de serem autoescorvantes ou autoaspirantes, ou seja, não precisam estar preenchidas com o líquido na partida.

Bombas rotativas: nas bombas rotativas, o líquido que adentra no espaço entre as engrenagens ou palhetas é deslocado continuamente pelo movimento de rotação desses dispositivos, da entrada até a saída da bomba. Embora haja vários modelos disponíveis, todas operam baseadas no mesmo princípio. Os elementos rotativos geram uma pressão reduzida na linha de sucção, permitindo que a pressão externa force o líquido a entrar na bomba. Depois de determinada rotação, o líquido retido entre o rotor e a carcaça é impulsionado para a descarga da bomba.

O Quadro 6 apresenta os modelos de bombas rotativas de rotor único e os modelos de múltiplos rotores. Como operam baseadas no mesmo princípio, a diferença básica entre os modelos de rotor único está no dispositivo giratório. Seja palheta, pistão rotativo, elemento flexível – palhetas flexíveis e guias flexíveis – ou parafuso, à medida que o elemento gira, o líquido é impulsionado em direção à descarga da bomba.

Quadro 6 Classificação das bombas rotativas.



Entre os modelos de rotores múltiplos, os mais simples são as bombas de engrenagens. Nas de engrenagens externas, as duas engrenagens giram em sentidos opostos, permitindo que o líquido adentre no espaço entre os dentes, sendo aprisionado e com a continuidade do movimento conduzido para a descarga. O líquido é transportado perifericamente pelas células das duas engrenagens. Embora sejam indicadas para líquidos viscosos, não devem ser usadas quando estes tiverem sólidos em suspensão. A Figura 16 mostra o dispositivo giratório de alguns modelos.

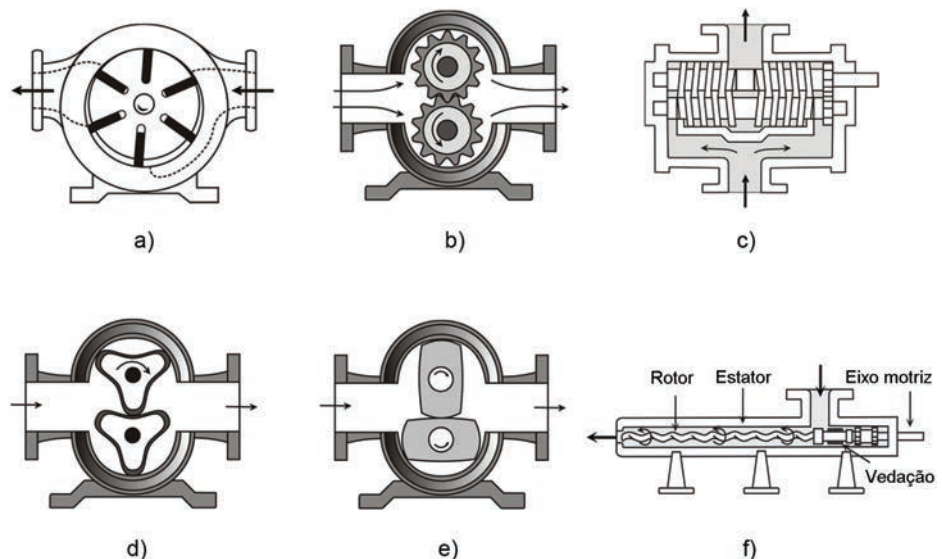


Figura 16 Modelos de bombas rotativas: a) bomba de palhetas; b) bomba de engrenagens; c) bomba de parafusos helicoidais; d) bomba de lóbulos triplos; e) bomba de rolos ou lóbulos duplos; f) bomba de cavidade caminhante.

Outro modelo de bomba rotativa são as bombas de parafusos helicoidais. Estas possuem um, dois ou três parafusos que giram axialmente, com o líquido

fluindo entre eles e a carcaça. Esses modelos apresentam algumas variantes, como as bombas de fuso e a bomba de cavidade caminhante (Figura 16, item f).

Em geral, as bombas rotativas são escolhidas quando se deseja trabalhar com líquidos de alta viscosidade e quando as vazões são consideradas baixas para operações com bombas centrífugas. As vazões das bombas rotativas são consideradas constantes comparadas às bombas alternativas, que possuem vazão intermitente ou pulsada. A capacidade dessas bombas é função do seu tamanho e da velocidade de rotação. Assim como as bombas alternativas, também são autoaspirantes.

3.4.2 Turbobombas

As turbobombas são constituídas basicamente por dois órgãos. Todas são dotadas de um rotor e um difusor.

Rotor: é um órgão rotatório que comunica aceleração ao líquido, transformando a energia mecânica em energia cinética. É composto basicamente de um disco dotado de palhetas e é acionado por meio de um eixo que propicia o movimento de rotação. O líquido entra nas vizinhanças do eixo, no centro do rotor, e é lançado para a periferia. O aumento da energia cinética se dá nesse sentido, do centro do rotor até as extremidades das palhetas. As palhetas são projetadas de forma a proporcionarem um escoamento suave do líquido entre cada uma delas. Os rotores são classificados em rotores fechados, semiabertos e abertos. Na Figura 17, são representados alguns modelos de rotores.

Difusor: o líquido que sai do rotor apresenta elevada energia cinética, que é transformada em energia de pressão em outro órgão, chamado difusor. Uma variante do difusor é a chamada carcaça em voluta, mostrada na Figura 18. A carcaça em voluta consiste de um canal de área de seção reta continuamente crescente que provoca a diminuição da velocidade do líquido convertendo a energia cinética de que estava dotado em energia de pressão. A carcaça com difusor apresenta palhetas fixas que oferecem ao líquido um canal de área crescente que, além de transformar a energia cinética em energia de pressão, tem como função direcionar o líquido para que este não se choque perpendicularmente com a carcaça da bomba.

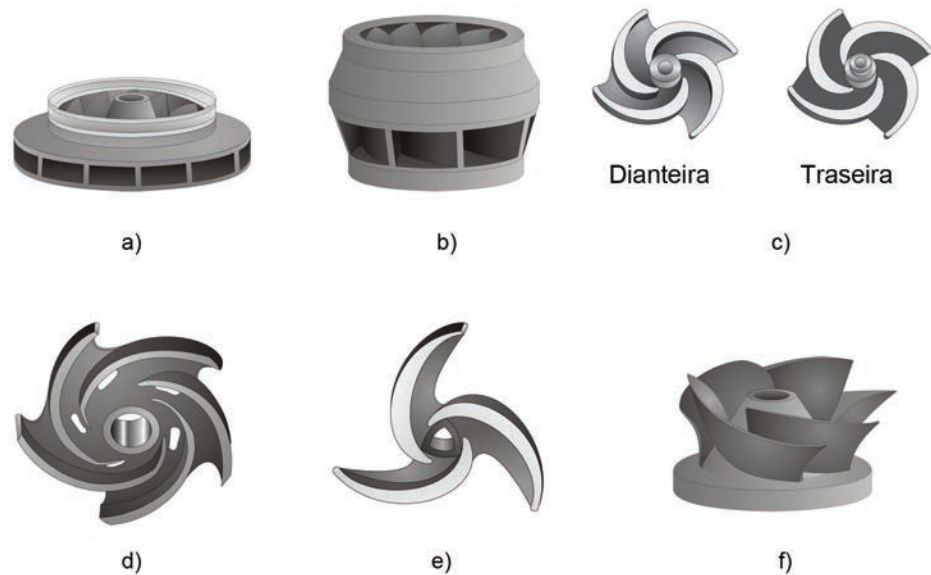


Figura 17 Rotores de turbobombas: a) rotor de sucção simples fechado; b) rotor de sucção dupla fechado; c) rotor semiaberto; d) e e) rotor aberto; f) rotor de escoamento misto (aberto).

Fonte: adaptada de Foust et al. (1982).

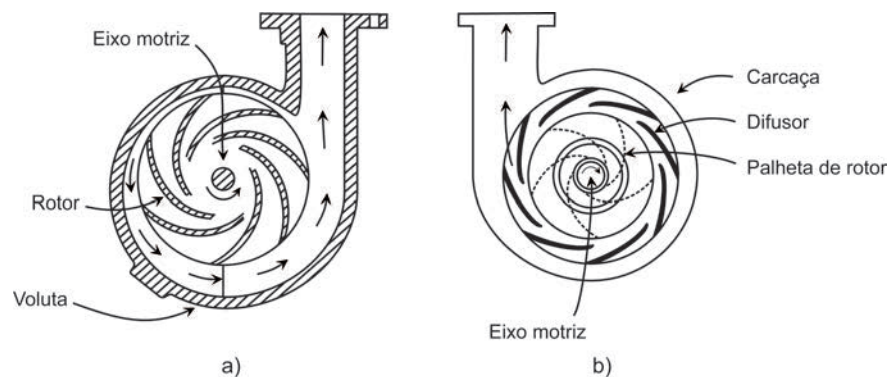
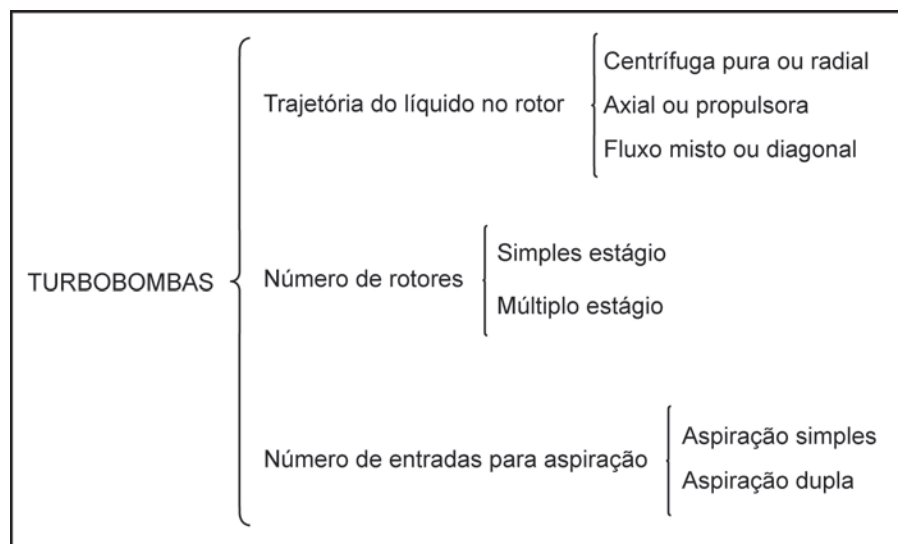


Figura 18 Carcaça de bomba centrífuga: a) com voluta; b) com difusor.

As bombas com carcaça em voluta apresentam algumas vantagens com relação às bombas com difusor, sendo uma delas a possibilidade de serem menores e mais leves, por não precisarem de um espaço para o difusor. Além disso, as bombas com difusor são impróprias para serviços que possam ter variações de vazão, pois, por serem as palhetas fixadas para coincidir com o ângulo de saída do rotor para uma determinada vazão, qualquer variação desta alterará a coincidência desses ângulos e o líquido se chocará com as palhetas perdendo energia.

As turbobombas são classificadas de acordo com vários critérios. O Quadro 7 apresenta alguns desses critérios e os tipos de bombas incluídas em cada um deles.

Quadro 7 Classificação das turbobombas.



Quanto à trajetória do líquido no rotor, as bombas centrífugas puras ou radiais são aquelas em que o líquido penetra axialmente no rotor – paralelo ao eixo – e sua trajetória é desviada para a direção radial. São utilizadas na elevação de pequenas vazões e grandes alturas. Nas bombas axiais ou propulsoras, a trajetória do líquido se desenvolve, com relação ao rotor, predominantemente na direção axial. As bombas axiais são utilizadas na elevação de grandes vazões e pequenas alturas – com baixas pressões de líquido. As bombas de fluxo misto ou diagonal combinam a ação dos dois tipos descritos anteriormente, ou seja, são intermediárias entre as centrífugas e as axiais, e a trajetória do líquido se faz na diagonal. São utilizadas para médias vazões e médias alturas.

Quanto ao número de rotores, as bombas de simples estágios são aquelas que possuem apenas um rotor e o fornecimento de energia ao líquido é feito em um único estágio. Para grandes elevações, são utilizadas bombas de múltiplos estágios, nas quais o líquido passa por dois ou mais rotores fixados ao mesmo eixo. Cada rotor e difusor representam um estágio. Quando passa pelo primeiro estágio, o líquido, em vez de ser recalçado, é encaminhado aos demais estágios para que seja novamente energizado e atinja maiores alturas.

Quanto ao número de entradas para a aspiração, as bombas de aspiração simples (sucção simples) apresentam rotores com apenas uma boca de sucção. As bombas de aspiração dupla (sucção dupla) apresentam duas bocas de sucção, permitindo que o líquido entre no rotor por dois lados ou por dois sentidos opostos.

As turbobombas são classificadas ainda de acordo com outros critérios. Dependendo da bibliografia, pode ser encontrada classificação quanto ao posicionamento do eixo – horizontal, vertical ou inclinado –; quanto à pressão desenvolvida – baixa pressão, média pressão e alta pressão – e quanto ao tipo de rotor – rotor fechado, aberto e semiaberto.

Por terem o seu uso amplamente difundido nas indústrias de processos e instalações hidráulicas e ainda devido à simplicidade, baixo custo de manutenção e flexibilidade de aplicação – pequenas, médias e grandes alturas de elevação –, as bombas centrífugas são encontradas nos mais variados modelos e são fabricadas em série com diferentes diâmetros de rotores.

As características gerais dos principais modelos de bombas foram apresentadas até aqui. Se o leitor desejar obter mais informações sobre um modelo em particular, no final do livro são indicadas algumas referências que o auxiliarão nessa tarefa. Deste ponto em diante, este texto focalizará o estudo das bombas centrífugas, que são utilizadas nas mais variadas aplicações e principalmente nas indústrias de processo.

Bombas centrífugas: as bombas centrífugas puras ou radiais são simplesmente chamadas de bombas centrífugas. Seu uso é amplamente difundido nas indústrias de processos para o transporte de líquidos de todos os tipos e também em instalações hidráulicas de pequeno, médio e grande porte. Nas instalações residenciais, podem ser encontradas em equipamentos domésticos como lavadoras de roupa e de pratos, em instalações de piscina, abastecimento de cisternas, caixas-d'água, etc.

De maneira geral, o funcionamento de uma bomba centrífuga pode ser descrito da seguinte maneira: o líquido penetra na bomba pelo eixo, atingindo o centro do rotor, sendo, em seguida, lançado para a periferia deste pela ação centrífuga. O líquido ganha energia cinética nessa trajetória, do centro para a periferia do rotor, que logo é convertida em energia de pressão ao entrar no difusor ou voluta. No difusor, a velocidade do líquido é diminuída pelo canal de área de seção reta crescente, o que reduz a formação de turbilhões. Assim, a energia cinética de que o líquido estava dotado é transformada em energia de pressão, sendo enviada à descarga da bomba.

Dependendo do fabricante, as bombas centrífugas podem apresentar pequenas variações nos seus órgãos constitutivos. Todas, porém, apresentam como constituintes básicos, do ponto de vista hidráulico, o rotor e o difusor. As variações ficam por conta da quantidade e posicionamento dos órgãos complementares, tais como carcaça, eixo, caixa de gaxetas, selo mecânico, rolamentos, anéis de vedação, base da bomba, acoplamentos, etc. A Figura 19 apresenta um modelo

de carcaça de bomba centrífuga e a Figura 20 apresenta o corte de uma bomba centrífuga em que são mostrados seus principais componentes constituintes.

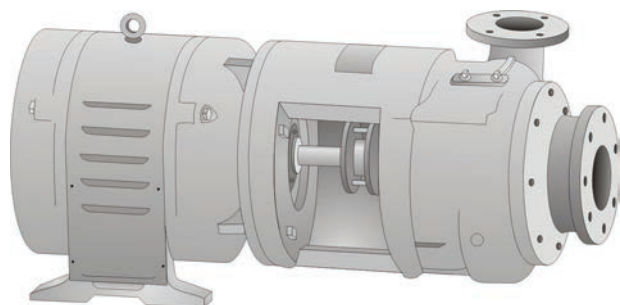


Figura 19 Carcaça de uma bomba centrífuga.

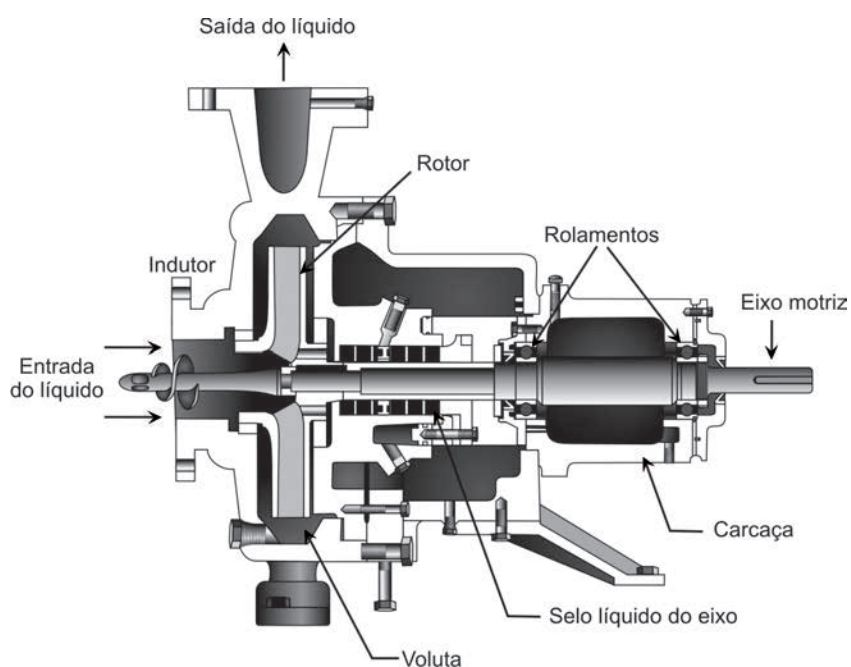


Figura 20 Corte de uma bomba centrífuga.

Fonte: adaptada de Foust et al. (1982).

A carcaça da bomba é a parte estacionária que envolve o rotor. O eixo da bomba, além de transmitir a potência do motor ao rotor da bomba, serve como suporte para o rotor. A caixa de gaxetas é importante porque impede o vazamento do líquido no ponto em que o eixo penetra na carcaça da bomba e evita a entrada de ar no interior do equipamento. O selo mecânico é uma superfície de vedação entre o membro giratório e o estacionário, com perdas por atrito desprezíveis. Na verdade, faz o mesmo papel das gaxetas. A função dos rolamentos é manter o eixo e o rotor em alinhamento com as partes estacionárias. Os acoplamentos são mais utilizados nas bombas cujo rotor é montado numa extensão do eixo do

motor, ou seja, as bombas do tipo monobloco não precisam de acoplamentos. Entre as principais vantagens das bombas centrífugas, em relação aos demais tipos de bombas, têm-se:

- a) pequeno custo de manutenção;
- b) simplicidade de projeto e construção;
- c) dimensões reduzidas comparadas às bombas de deslocamento positivo de mesma capacidade;
- d) peso reduzido em função do menor tamanho;
- e) facilidade de partida;
- f) fluxo uniforme (não pulsante);
- g) flexibilidade de operação (ampla faixa de operação).

As bombas centrífugas, no entanto, apresentam como desvantagem não serem autoescorvantes ou autoaspirantes e, portanto, para entrarem em funcionamento precisam estar afogadas – abaixo do nível do tanque de sucção – ou escorvadas – preenchidas com o líquido.

No início desta unidade foi dito que, para manter o líquido em escoamento através de tubulações, é necessário adicionarmos energia por meio dos dispositivos motrizes, ou seja, as bombas. Já vimos os principais dispositivos que fazem essa transferência de energia, agora precisamos saber quanta energia transferir para atender às necessidades do processo. Veremos que o cálculo da altura manométrica é obtido por meio do balanço da energia mecânica.

3.4.3 Exercitando

Diante do exposto no item 3.4, podemos montar uma tabela com as principais características dos três tipos de bombas. Complete, nas linhas brancas da Tabela 5, a que tipo de bomba as características se referem.

Tabela 5 Características das principais bombas.

	Bomba	Bomba	Bomba
Tipo			
Vazão	Uniforme	Uniforme	Pulsante
Líquidos operados	Limpos, abrasivos, podem ter partículas sólidas	Alta viscosidade e não abrasivos	Viscosidade moderada e não abrasivos
Carga ou pressão de descarga	Baixa, média e alta	Média	Baixa a muito alta
Faixa de vazão	Pequena, média e alta	Pequena a média, até 1.000 gal/min ou 227 m ³ /h	Pequena até 500 gal/min ou 114 m ³ /h
Autoaspirante	Não	Sim	Sim
Com aumento de vazão, a pressão	Decresce	Não altera	Não altera
Aplicações	Bombeamento de água nas mais variadas aplicações (casas, instalações prediais), esgotos, irrigação, etc.	Bombeamento de óleos minerais, melações, colas, gorduras, tintas e vernizes, etc.	Bombeamento de óleos, lamas, água de alimentação de caldeira, etc.

3.5 Balanço da energia mecânica

Na Unidade 2, vimos que a equação da continuidade veio de um balanço de massa realizado num sistema de escoamento incompressível em regime permanente entre dois pontos. Da mesma forma, pode ser realizado neste um balanço de energia. O leitor já aprendeu que, pelo princípio de conservação de energia, a energia total que entra no sistema deve ser igual à energia total que sai do sistema.

O balanço da energia mecânica pode ser encontrado com mais detalhes em livros de mecânica dos fluidos. Portanto, nesta unidade, serão revistas apenas algumas passagens que nos levarão à equação da energia para um sistema de escoamento na presença de um equipamento motriz, no caso, uma bomba.

As principais formas de energia associadas a um fluido de massa m em escoamento são:

a) *Energia potencial* (E_p): é a energia devido à posição em relação a um plano horizontal de referência:

$$E_p = m \cdot g \cdot z \quad (16)$$

em que:

g é a aceleração da gravidade

z é a altura do fluido

b) *Energia cinética* (E_c): é a energia devido ao movimento do fluido:

$$E_c = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad \text{em que } v \text{ é a velocidade do fluido} \quad (17)$$

c) *Energia de pressão* (E_{pr}): é a energia que corresponde ao trabalho potencial das forças de pressão que atuam no escoamento do fluido. Na verdade, o produto PV é o trabalho efetuado pelas vizinhanças para introduzir o fluido no sistema:

$$E_{pr} = P \cdot V \quad (18)$$

Para determinada massa m de fluido, podemos dizer que a sua energia mecânica, desprezando todos os efeitos de variação de temperatura, é dada pela relação:

$$E_p + E_c + E_{pr} = m \cdot g \cdot z + \frac{m \cdot v^2}{2} + P \cdot V \quad (19)$$

Para líquidos, a Equação 19 é usualmente escrita em termos de carga, que nada mais é do que a energia mecânica por unidade de peso do fluido. Dividindo todos os termos do lado direito da equação por mg e sabendo que $V = m/\rho$, temos:

$$E_p + E_c + E_{pr} = z + \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{P}{\rho \cdot g} \quad (20)$$

A diferença de energia mecânica entre dois pontos para qualquer trecho de uma tubulação em que não haja bombas é conhecida como perda de carga e é dada por:

$$lw = \Delta E_p + \Delta E_c + \Delta E_{pr} = \Delta z + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} + \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (21)$$

A perda de carga ocorre pelo atrito do líquido com as paredes da tubulação e, portanto, só existe com o fluido em movimento. A Figura 21 mostra um sistema de escoamento simplificado. O líquido é impulsionado por uma bomba do ponto 1 ao ponto 2. A linha de sucção é formada por todo o trecho de tubulação anterior à entrada da bomba (trecho 1–S) e a linha de recalque ou descarga é formada por todo trecho de tubulação posterior à saída da bomba (trecho D–2). O balanço de energia nesses trechos é conhecido como perda de carga e é representado pela Equação 21, uma vez que não há bomba.

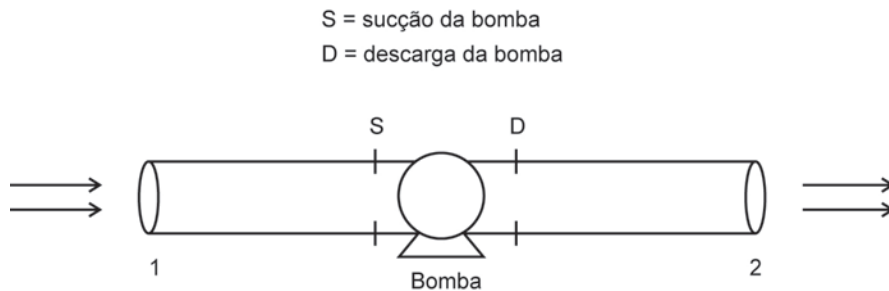


Figura 21 Sistema contendo uma bomba.

Se no trecho em questão houver uma bomba, existirá um trabalho de eixo W_e (trecho S–D). Esse trabalho de eixo dividido pelo peso do fluido é usualmente representado pela letra H_s e $H_s = W_e/mg$. Baseado nas formas de energia associadas a um fluido em escoamento pode ser realizado um balanço entre os pontos S e D:

$$H_s = E_D - E_S = \frac{P_D - P_S}{\rho \cdot g} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} + (z_D - z_S) \quad (22)$$

Observe que, na Equação 22, o único termo que depende do escoamento é a energia cinética e, portanto, ela é uma equação do tipo $H = a + bQ^2$. Essa equação, conhecida como curva do sistema, é muito importante no estudo de bombas e será vista em detalhes mais adiante.

Sendo $\gamma = \rho g$ e $z_D - z_S = 0$ (os pontos S e D estão na mesma altura), a Equação 22 pode ser representada por:

$$H_s = E_D - E_S = \frac{P_D - P_S}{\gamma} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} \quad (23)$$

em que:

H_s = altura manométrica do sistema;

$$\frac{P_D - P_S}{\gamma} = \text{energia de pressão por unidade de peso};$$

$$\frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} = \text{energia cinética por unidade de peso}.$$

Observe que o z das equações anteriores é uma altura, portanto, tem unidade de comprimento – nesse caso, metros. Logo, as outras parcelas também serão medidas dessa forma. Não se deve esquecer, apesar disso, de que cada uma delas tem o significado de energia por unidade de peso.

A altura manométrica (H) é a energia por unidade de peso que a bomba deve fornecer para deslocar o líquido a uma dada velocidade de um ponto a outro do processo. Vamos entender melhor a equação de cálculo da altura manométrica?

3.5.1 Cálculo da altura manométrica (H)

Observe o sistema de recalque da Figura 22, composto de linha de sucção (1–S), conjunto motobomba (S–D) e linha de recalque (D–2). Para o líquido escoar do tanque 1 ao tanque 2, é necessário adicionar energia por meio de uma bomba. Portanto, a energia na entrada do tanque 2 é maior que a energia na saída do tanque 1.

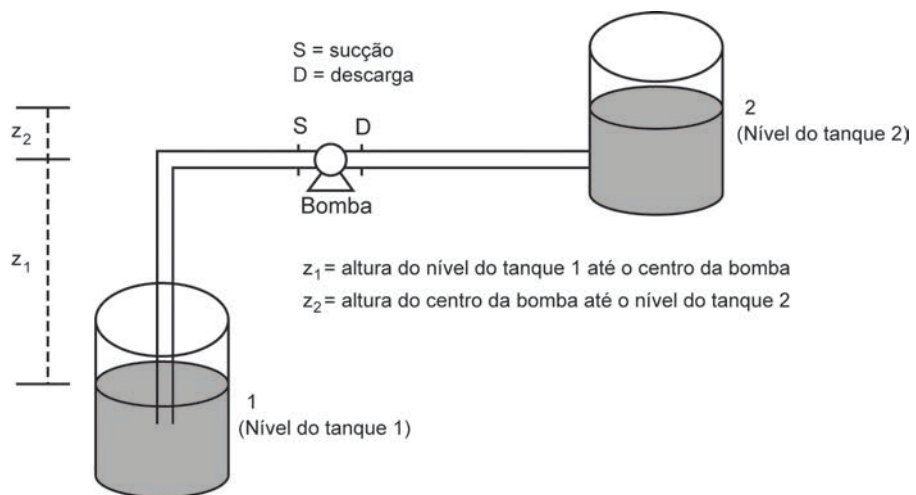


Figura 22 Sistema de recalque para aplicação do balanço energético.

Realizando o balanço entre o nível do tanque 1 e o ponto S (entrada da bomba), e, portanto, considerando que nesse trecho não há bomba, tem-se a partir da Equação 21:

$$E_1 - E_S = (z_1 - z_S) + \frac{v_1^2 - v_S^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1 - P_S}{\gamma} = lW_{1-S} \quad (24)$$

Observe que, para o líquido escoar de 1 a S, o ponto 1 tem de ter maior energia que o ponto S, embora possa parecer o contrário pelo fato de S estar mais elevado. Por isso, na equação de balanço, aparece $E_1 - E_S$. Rearranjando os termos e sendo $z_S = 0$ (linha da bomba), tem-se:

$$E_1 - E_S = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} + lW_{1-S} \quad (25)$$

O termo E_S representa a soma das energias na sucção da bomba e é representado por:

$$E_S = \frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 - lW_{1-S} \quad (26)$$

Realizando o balanço entre o ponto D (saída da bomba) e o nível do tanque 2 e considerando que nesse trecho não há bomba, tem-se, a partir da Equação 21:

$$E_D - E_2 = (z_D - z_2) + \frac{v_D^2 - v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_D - P_2}{\gamma} = lW_{D-2} \quad (27)$$

Rearranjando os termos e sendo $z_D = 0$ (linha da bomba), tem-se:

$$E_D - E_2 = \frac{P_D}{\gamma} + \frac{v_D^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + lW_{D-2} \quad (28)$$

O termo E_D representa a soma das energias na descarga da bomba e é representado por:

$$E_D = \frac{P_D}{\gamma} + \frac{v_D^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + lW_{D-2} \quad (29)$$

Fazendo o balanço agora entre o trecho S–D, que representa o trecho que contém a bomba – já realizado e demonstrado na Equação 23 –, ou fazendo $H_S = E_D - E_S$ (Equação 29 e Equação 26), tem-se:

$$H_S = \frac{P_D - P_S}{\gamma} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + lw_{D-2} + lw_{1-S} \quad (30)$$

Sendo $lw = lw_{1-S} + lw_{D-2}$, a Equação 30 torna-se:

$$H_S = \frac{P_D - P_S}{\gamma} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + lw \quad (31)$$

Podemos observar, pela Equação 31, que os termos representam o balanço de energia entre os pontos 1 e 2 da Figura 22:

$$H_S = E_2 - E_1 = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + lw \quad (32)$$

$$H_S = \frac{\Delta P}{\gamma} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} + \Delta z + lw \quad (33)$$

em que, em todas as equações:

$\frac{P}{\gamma}$ = energia de pressão por unidade de peso ou altura de pressão, pressão absoluta em kgf/m², e peso específico em kgf/m³;

z = energia potencial por unidade de peso ou altura estática, m;

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$ = energia cinética por unidade de peso ou altura cinética ou de velocidade, velocidade média (vazão/área) em m/s e aceleração da gravidade em m/s²;

lw = perda de carga devido ao atrito, m.

Para a maioria dos casos, o termo $\Delta P/\gamma$ é nulo – tanques abertos – e o termo $\Delta v^2/2 \cdot g$ é desprezível – o nível dos tanques praticamente não se altera.

A partir da Equação 33, podemos calcular a altura manométrica de qualquer instalação de bombeamento. Para uma determinada vazão do sistema, determina-se o diâmetro e a velocidade e, na sequência, a perda de carga. Calculada a altura manométrica, especifica-se a bomba entrando no catálogo de seleção. Os catálogos de seleção apresentam um gráfico de altura manométrica (H) em função da vazão (Q), que permite enquadrar a bomba em um modelo disponível pelo fabricante.

Quando a instalação já existe e dispõe-se de um manômetro no ponto D e um vacuômetro no ponto S da Figura 22, passam-se os valores da leitura dos equipamentos para pressão absoluta (P_{abs}) da seguinte forma:

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad (34)$$

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vac} \quad (35)$$

Utilizando os valores de pressão absoluta, a Equação 23 pode ser escrita:

$$H_S = \left(\frac{P_{man}}{\gamma} + P_{atm} \right) - \left(P_{atm} - \frac{P_{vac}}{\gamma} \right) + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} \quad (36)$$

$$H_S = \frac{P_{man} + P_{vac}}{\gamma} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2 \cdot g} \quad (37)$$

3.5.2 Potência e rendimento da bomba

Nem toda energia recebida pela bomba – fornecida pelo eixo do rotor – será absorvida pelo líquido devido a possíveis perdas. Assim, o rendimento é definido como a razão entre a energia recebida pelo líquido ao passar pela bomba e a energia fornecida pelo eixo do motor à bomba.

Definimos a altura manométrica como a energia fornecida pela bomba ao líquido para elevá-lo do nível 1 ao 2. O termo η_b é chamado de rendimento da bomba:

$$\eta_b = \frac{WHP}{BHP} = \frac{WHP}{W} \quad (38)$$

em que WHP (*Water Horse Power*) é a potência cedida pelo rotor ao líquido ou a potência fornecida pela bomba ao líquido, que é o próprio termo $\eta_b W$.

Observe que, se isolarmos o WHP na Equação 38, obteremos o produto $\eta_b W$. O BHP (*Brake Horse Power*) ou W é a potência fornecida pelo motor ao eixo da bomba, que é dado por:

$$W = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (39)$$

em que:

W = potência da bomba em cv (cavalo-vapor);

γ = peso específico do líquido (kgf/m^3);

Q = vazão volumétrica (m^3/s);

H = altura manométrica (m);

η = rendimento global do conjunto;

75 = fator de conversão de unidades ($1 \text{ cv} = 75 \frac{\text{kgf m}}{\text{s}}$).

Os motores elétricos nacionais são fabricados em série e em determinadas potências. A potência instalada recomendável deve ser a potência do motor comercial imediatamente superior à potência calculada para evitar que este venha a operar com sobrecarga. Essa margem de segurança é tão importante que algumas são recomendadas nas proporções mostradas na Tabela 6:

Tabela 6 Margem de segurança recomendada para determinada potência.

Potência calculada	Acréscimo recomendável
até 2 cv*	50%
de 2 a 5 cv	30%
de 5 a 10 cv	20%
de 10 a 20 cv	15%
acima de 20 cv	10%

* ($1,014 \text{ cv} = 1 \text{ HP} = 745,7 \text{ watts}$)

3.5.3 Exemplos

Exemplo 1

Calcular a altura manométrica total para os sistemas 1 e 2 em uma vazão de $50 \text{ m}^3/\text{h}$. Considerar as perdas de carga na sucção ($l w_s$) de 1 m e a perda de carga na descarga ($l w_d$) de 3 m:

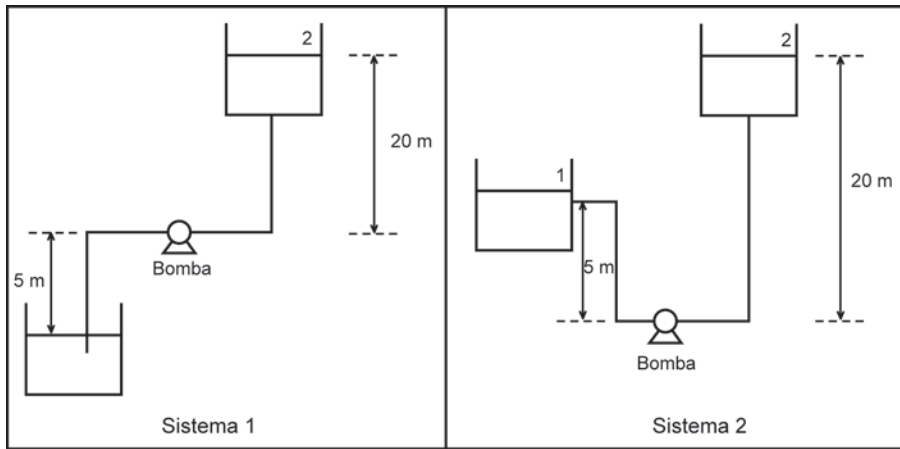


Figura 23 Sistemas de recalque.

Resolução:

a) Sistema 1 – da Equação 33, tem-se:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + H_s = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + lw$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0 \quad (\text{supondo nível dos tanques constante})$$

$$P_1 = P_2 = P_{atm} \rightarrow \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0 \quad (\text{tanques abertos})$$

$$z_1 = -5m$$

$$z_2 = 20m$$

$$lw = lw_s + lw_D = 1 + 3 = 4 m$$

Da Equação 33:

$$z_1 + H_s = z_2 + lw = -5 + H_s = 20 + 4 \rightarrow H_s = 29 m$$

b) Sistema 2 – da Equação 33, tem-se:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + H_s = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + lw$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0 \quad (\text{supondo nível dos tanques constante})$$

$$P_1 = P_2 = P_{atm} \rightarrow \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0 \quad (\text{tanques abertos})$$

$$z_1 = 5 \text{ m}$$

$$z_2 = 20 \text{ m}$$

$$lw = lw_S + lw_D = 1 + 3 = 4 \text{ m}$$

Da Equação 33:

$$z_1 + H_S = z_2 + lw = 5 + H_S = 20 + 4 \rightarrow H_S = 19 \text{ m}$$

3.6 Curvas características de bombas e do sistema

As curvas características de bombas são curvas obtidas em ensaios de bancada e são fornecidas pelos fabricantes para a especificação correta da bomba, de acordo com as necessidades do sistema. As curvas do sistema são curvas obtidas da equação de altura manométrica (H_S), em que a perda de carga (lw) é calculada para diversos valores de vazão. O ponto de cruzamento da curva da bomba com a curva do sistema define o ponto de operação.

3.6.1 Curvas características de bombas

A seleção de bombas centrífugas é feita por meio de catálogos de fabricantes que relacionam, por meio de curvas, algumas variáveis às características operacionais das bombas. Essas curvas características são fornecidas pelos fabricantes e são obtidas por meio de ensaios em bancada com a água. A curva mais importante é a que relaciona a altura manométrica à vazão, ou seja, a variação da energia por unidade de peso que o sistema solicita em função da vazão. Porém, não é a única, pois há curvas que relacionam também a vazão à eficiência (ρ), à potência do motor (W ou BHP) e ao NPSH_r (Carga Positiva de Sucção da Bomba requerida).

A Figura 24 mostra as principais curvas disponíveis. As curvas características de bombas podem ser influenciadas principalmente pela rotação das pás do

rotor, além das formas e dimensões destes, pois esses parâmetros influenciam na intensidade da energia fornecida ao fluido.

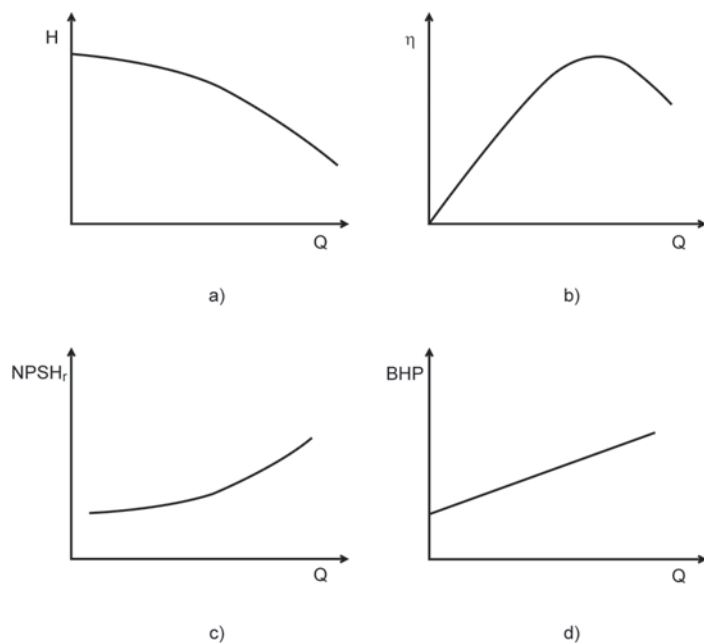


Figura 24 Curvas características de bombas centrífugas: a) $H \times Q$; b) $\rho \times Q$; c) $NPSH_r \times Q$; d) $BHP \times Q$.

O formato da curva de altura manométrica versus vazão ($H \times Q$) depende das características da bomba e pode assumir vários aspectos, alguns dos quais são mostrados na Figura 25.

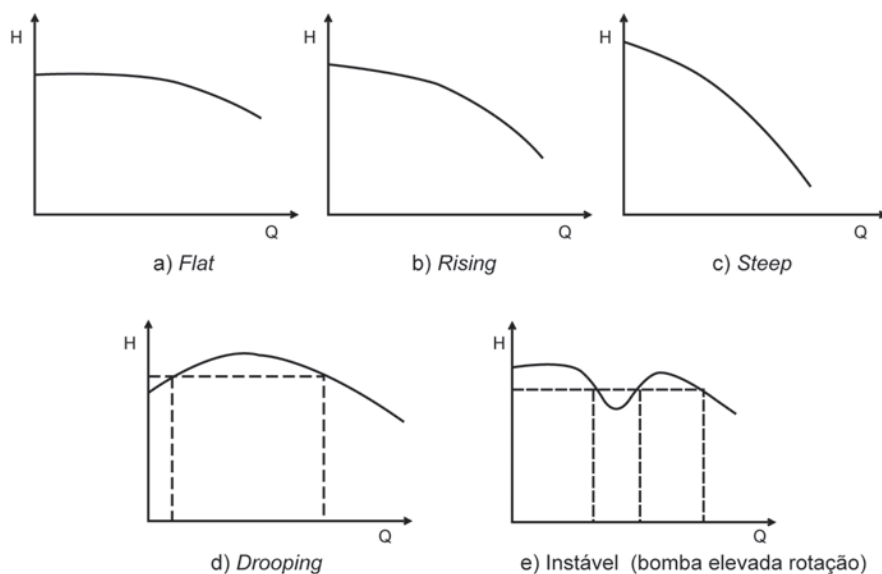


Figura 25 Curvas características de $H \times Q$.

Cada uma dessas curvas geralmente são características de determinado tipo de bomba. Por exemplo, a curva *drooping* é típica de bombas centrífugas

que possuem as palhetas do rotor inclinadas para frente. As curvas do tipo *flat* são típicas de bombas centrífugas ou radiais. As do tipo *rising* são típicas de bombas diagonais, e assim por diante.

As curvas a) *flat*, b) *rising* e c) *steep* são chamadas de curvas estáveis, pois, para cada valor de H, só há um valor de Q correspondente. Já as curvas d) *drooping* e e) de bombas de elevada rotação são curvas instáveis, pois, para determinado valor de H, correspondem dois ou mais valores de Q.

Como já comentado, as curvas de bombas são influenciadas pela rotação das pás, formas e dimensões do rotor. Por isso, as curvas H x Q de bombas fornecidas pelos fabricantes apresentam algumas informações, tais como: a) rotação do motor; b) tipo de fluido – em geral água a 20 °C – e; c) tamanho do rotor. A Figura 26 apresenta uma representação típica das curvas fornecidas nos catálogos.

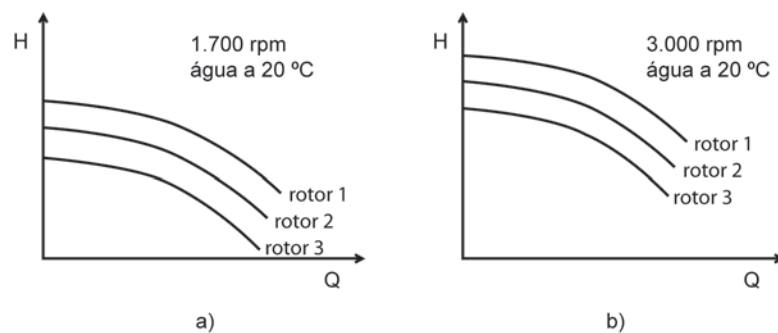


Figura 26 Representação das curvas características de bombas fornecidas pelos fabricantes: a) 1.700 rpm; b) 3.000 rpm.

A energia comunicada ao líquido pelo rotor é função de sua rotação, sendo assim, maiores rotações proporcionam maiores alturas manométricas, por isso, pode-se observar, na Figura 26, a diferença dos níveis de altura para diferentes rotações. Geralmente as bombas centrífugas são projetadas para uma pequena e bem definida faixa de vazão e altura manométrica, em que o seu rendimento é máximo.

É comum a fabricação da carcaça da bomba de forma que esta possa receber rotores de vários diâmetros sem afetar a hidráulica do conjunto. Como os rotores são fabricados em tamanho padrão, se o ponto de funcionamento cair entre as curvas de dois rotores, é recomendável estabelecer uma margem de segurança e escolher o rotor de maior diâmetro.

3.6.2 Curvas características do sistema

As curvas características do sistema mostram a variação de energia por unidade de peso que o sistema solicita em função da vazão, ou seja, variação de

$H_s \times Q$. Para mostrarmos as características da curva do sistema, vamos analisar primeiro o sistema de encanamentos da Figura 27. Para manter a convenção anterior, em que o ponto 2 era sempre o ponto de maior energia, esse mesmo ponto será representado como o sistema mais elevado.

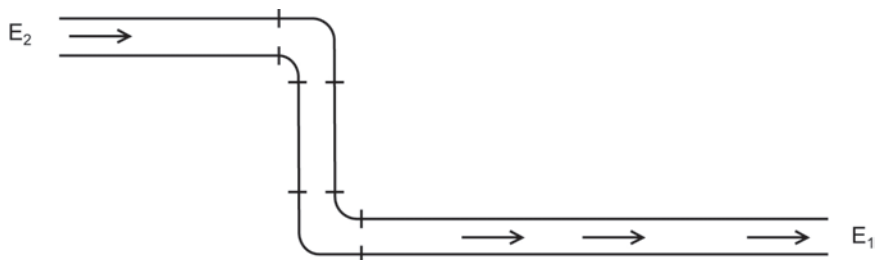


Figura 27 Sistema de tubulação.

Para o sistema representado pela Figura 27, não há a necessidade de colocação de uma bomba, pois do ponto 2 o líquido escoaria naturalmente ao ponto 1, ou seja, o ponto 2 tem maior energia de pressão. Porém, se fosse necessário inverter o fluxo, o líquido não escoaria naturalmente do ponto 1 ao ponto 2, sendo assim, seria necessário colocar uma bomba no sistema, como representado na Figura 28.

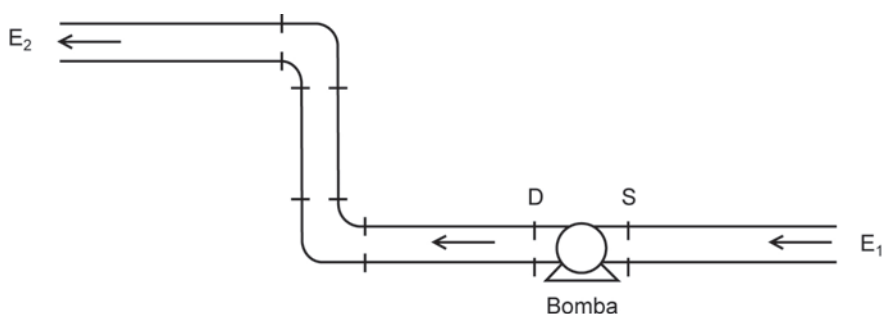


Figura 28 Sistema elevatório.

Fazendo uma análise da energia na linha de sucção, no conjunto motobomba e na linha de recalque no sistema da Figura 28, obtém-se o sistema de equações a seguir. Multiplicando-se as Equações 40 e 42 por (-1) , as energias da sucção e da descarga se cancelam, obtendo-se a Equação 43. Lembre-se de que as energias E_1 e E_2 são a somatória das energias de pressão, cinética e potencial, no ponto 1 e no ponto 2, respectivamente:

SD = sucção distribuída

SL = sucção localizada

DD = descarga distribuída

DL = descarga localizada

$$E_1 - E_S = lW_{SD} + lW_{SL} \quad (40)$$

$$E_D - E_S = H_S \quad (41)$$

$$E_D - E_2 = lW_{DD} + lW_{DL} \quad (42)$$

$$E_2 - E_1 = H_S - (\sum lW_D + \sum lW_L) \quad (43)$$

Rearranjando os termos da Equação 43, obtém-se a equação da altura manométrica:

$$H_S = E_2 - E_1 + \sum lW \quad (44)$$

A Figura 29 mostra o gráfico do balanço de energia para o sistema analisado:

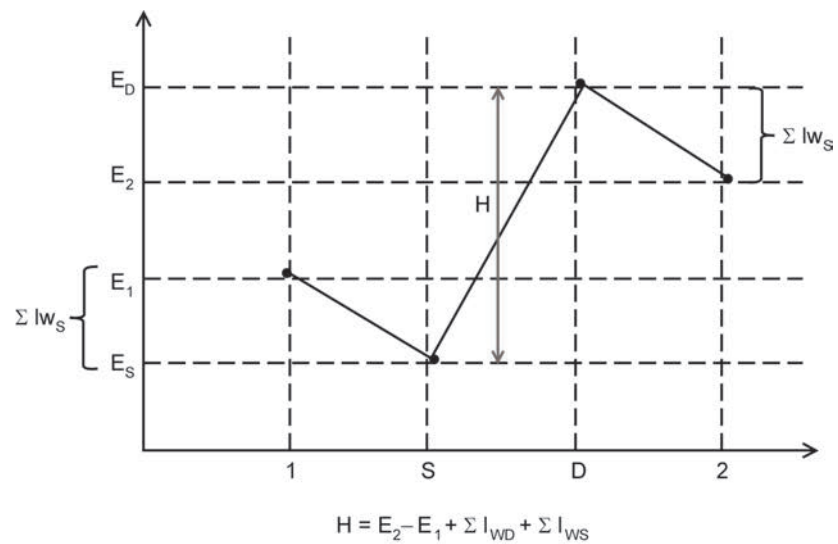


Figura 29 Gráfico do balanço de energia.

A somatória das perdas de carga envolve as perdas de carga na sucção (lW_S) e na descarga (lW_D) do sistema. Então a Equação 44 pode ser escrita da seguinte forma:

$$H_S = E_2 - E_1 + (\sum lW_D + \sum lW_L) \quad (45)$$

Substituindo todos os termos da Equação 45 pelas respectivas energias de pressão, energias cinéticas, energias potenciais e perdas de carga distribuída (fórmula universal) e localizada (expressão geral), obtém-se:

$$H_S = \underbrace{\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (z_2 - z_1)}_a + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \sum f_i \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} + K_j \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} \quad (46)$$

Os dois primeiros termos da equação – da área marcada – são termos que independem da velocidade e são agrupados em uma única constante a . Podemos observar que todos os outros termos dependem da velocidade. Da equação da continuidade, podemos substituir essa velocidade por:

$$Q = S \cdot v \quad \rightarrow \quad v^2 = \frac{Q^2}{S^2} \quad (47)$$

obtendo-se, então, a fórmula geral da curva do sistema que apresenta a forma mostrada na Figura 30, em que todos os outros termos, menos Q^2 , foram agrupados numa mesma constante b :

$$H_S = a + b \cdot Q^2 \quad (48)$$

Dessa forma, a Equação 48 e a Figura 30 representam a quantidade de energia que um kg de fluido precisa absorver para vencer o desnível da instalação, a diferença de pressão entre os dois reservatórios e a perda de carga nas tubulações e acessórios do sistema.

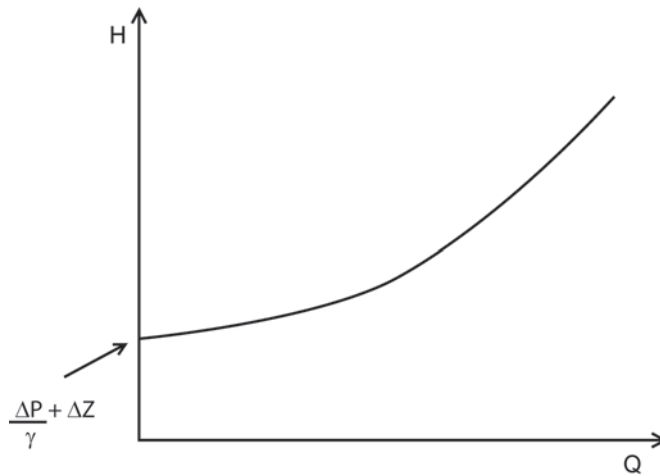


Figura 30 Curva do sistema.

Para a construção da curva do sistema no estilo da Figura 30, é necessário fixar várias vazões, incluindo a vazão zero e valores de vazão acima da vazão que se deseja operar, calcular as alturas manométricas correspondentes a cada uma dessas vazões e construir a curva da seguinte forma (Figura 31):

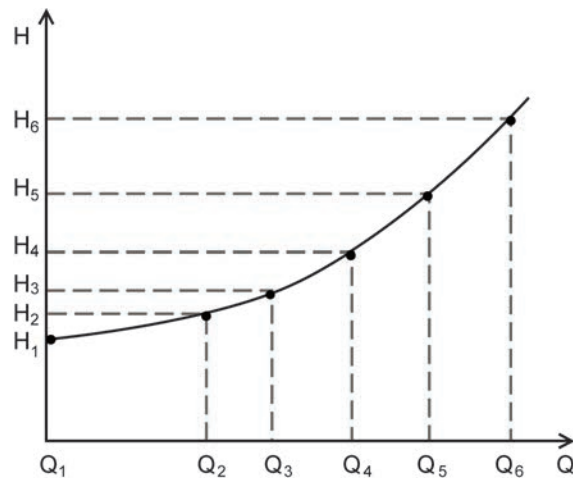


Figura 31 Construção da curva do sistema.

3.6.3 Ponto de operação

A intersecção da curva da bomba com a curva do sistema é chamada de ponto de operação, ou seja, a associação no plano (H,Q) de ambas as curvas. O ponto de operação é mostrado na curva H x Q da Figura 32:

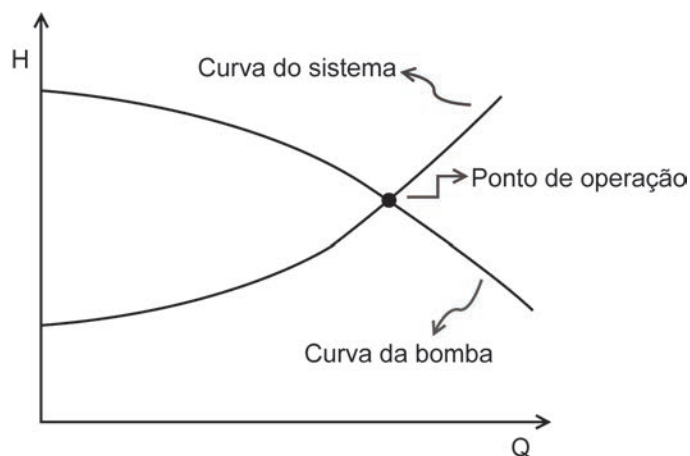


Figura 32 Representação do ponto de operação.

O ponto de operação significa que, para uma vazão Q , tem-se a altura manométrica desenvolvida pela bomba igual à altura manométrica exigida no sistema. Esse será um ponto único se nem a bomba nem o sistema sofrerem alterações. Isso significa dizer também que, em se mantendo essas condições, há apenas um valor de vazão e altura manométrica possível de funcionamento.

Considere a curva da bomba *a*) e a curva de dois sistemas (*b* e *c*) representadas na Figura 33.

Observe, na Figura 33, que o ponto de maior Q é o ponto de menor H e o ponto de menor Q representa o ponto de maior H . Podemos dizer que a curva do sistema *b* representa um sistema com válvula aberta ou tubulação nova, pois apresenta maior vazão – ponto de operação 1. Já a curva do sistema *c* representa um sistema com uma válvula parcialmente fechada ou tubulação envelhecida, por apresentar menor vazão – ponto de operação 2.

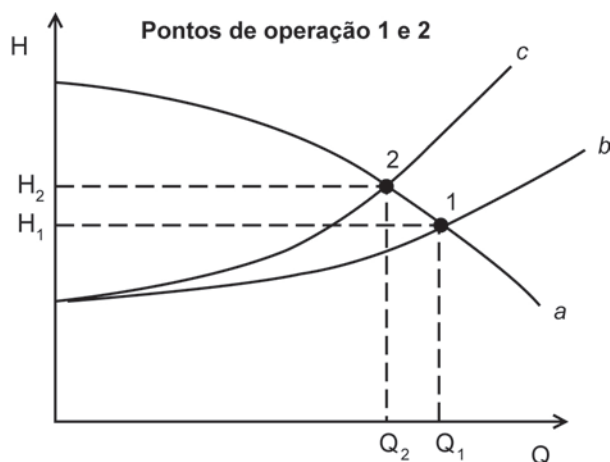


Figura 33 Ponto de operação dos sistemas *b* e *c*.

Regulagem do ponto de operação: a regulagem do ponto de operação consiste em um conjunto de providências ou recursos capazes de mudar o ponto de operação no plano H x Q. Esses recursos consistem em alterar a curva do sistema ou a curva da bomba. O exemplo a seguir mostra a alteração da curva do sistema a partir da modificação da vazão pelo fechamento ou abertura de uma válvula.

Ação de válvulas no sistema: a colocação de uma válvula no sistema para controle de vazão pode deslocar a curva do sistema para cima ou para baixo, dependendo do objetivo, se este é diminuir ou aumentar a vazão – ação de fechamento ou abertura de uma válvula. A Figura 34 mostra essas mudanças do ponto de operação para ambas as ações.

Fechando a válvula ($Q_1 \rightarrow Q_2$): às vezes, se faz necessário o controle de vazão pelo fechamento parcial de uma válvula. Ao fechar parcialmente a válvula, a curva do sistema se desloca para cima, porque houve uma redução na vazão e o ponto de operação da bomba passa a ser Q_2 , em que $Q_2 < Q_1$.

Abrindo a válvula ($Q_2 \rightarrow Q_1$): ao abrir a válvula, o ponto de operação do sistema é deslocado no sentido oposto, pois haverá um aumento na vazão e o ponto de operação passa a ser Q_1 , em que $Q_1 > Q_2$.

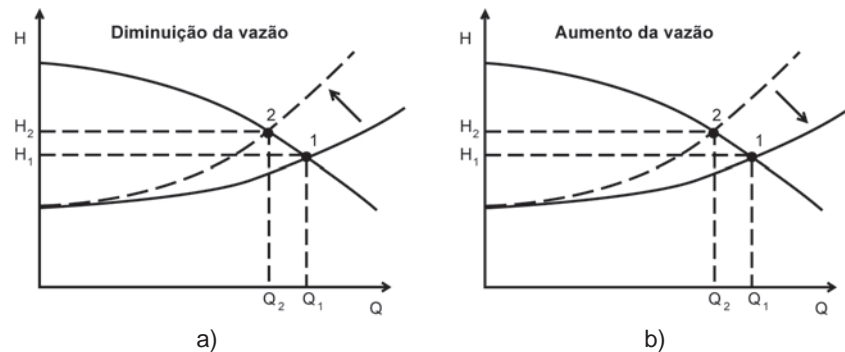


Figura 34 a) Ação de fechamento; b) abertura de uma válvula na curva do sistema.

O outro recurso seria a alteração da curva da bomba, seja por mudança na rotação ou por mudança no diâmetro do rotor. A Figura 35 mostra as curvas típicas de bombas para diferentes diâmetros de rotor.

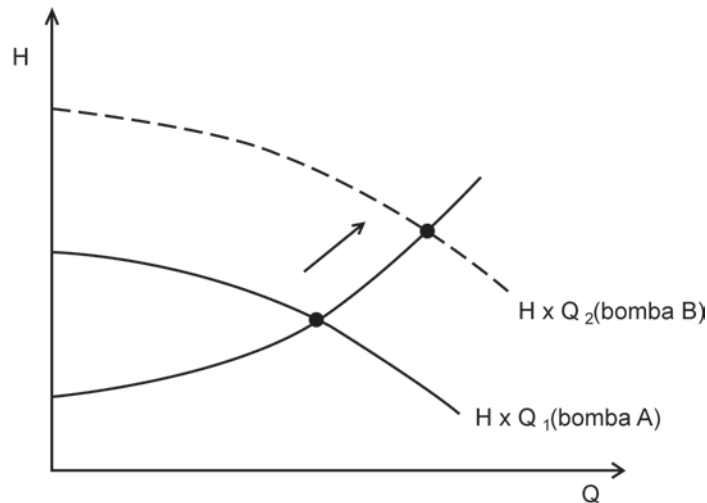


Figura 35 Regulagem do ponto de operação variando a curva da bomba.

3.7 Cavitação

O movimento de alta rotação no rotor de bombas centrífugas leva à formação de uma região de baixa pressão na região central do rotor. Se a queda de pressão for significativa a ponto de igualar e posteriormente ficar menor que a pressão de vapor do líquido na temperatura de escoamento, ocorrerá um fenômeno conhecido como cavitação.

Mas, fisicamente, o que isso significa? O que ocorre nesses casos é que, com a diminuição da pressão, abaixo da pressão de vapor, ocorrerá na entrada da bomba a formação de bolhas de vapor (ebulição do líquido), que serão conduzidas pela corrente líquida até zonas de maior pressão, onde ocorrerá o colapso dessas bolhas. As ondas de choque geradas pelos colapsos dessas bolhas de vapor atingem a superfície do rotor com grande velocidade, provocando:

- erosão por cavitação;
- trepidação e desbalanceamento da máquina;
- queda na vazão fornecida (alteração na curva característica da bomba);
- queda no rendimento;
- ruídos.

Se a cavitação não for reduzida ou eliminada, poderão ocorrer sérios defeitos mecânicos na bomba. Não se sabe ao certo até hoje qual o mecanismo de ocorrência da cavitação – como ela se processa –, mas, mesmo assim, é possível projetar uma instalação em que a pressão interna é maior que a pressão

de vapor do líquido, com relativa segurança. Para isso, são usados os cálculos do NPSH requerido ($NPSH_r$) e NPSH disponível ($NPSH_d$).

3.7.1 NPSH requerido ($NPSH_r$) e NPSH disponível ($NPSH_d$)

NPSH (Net Positive Suction Head) é, traduzindo o termo, Carga Positiva de Sucção da Bomba. Para evitar a cavitação, os fabricantes definem, em função da vazão, qual o valor da energia que deve existir no bocal (flange) de sucção da bomba, para que, na entrada do impelidor, a pressão esteja ainda superior à da vaporização. Esse é o NPSH requerido.

NPSH requerido ($NPSH_r$): depende das características da bomba – velocidade de rotação e tamanho do rotor –, sendo fornecido pelo fabricante e determinado por testes de laboratório. Está relacionado à energia necessária para vencer as perdas do bocal de sucção até as pás do rotor. O item c) da Figura 24 é uma representação típica de uma curva do $NPSH_r$ em função da vazão fornecida pelo fabricante.

NPSH disponível ($NPSH_d$): depende das características do sistema e está relacionado à quantidade de energia que o fluido possui ao entrar no bocal de sucção da bomba. Depende unicamente das condições de instalação da tubulação no lado de sucção da bomba. Sendo o $NPSH_d$ o valor da diferença entre a energia total absoluta na entrada da bomba e a pressão de vapor do líquido à temperatura de bombeamento, a equação para o cálculo do $NPSH_d$ é:

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \right) - \frac{P_v}{\gamma} \quad (49)$$

em que:

$\frac{P_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} = H_s$ = energia do líquido por unidade de peso na sucção, e P_v é a pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento.

$$NPSH_d = \left(\frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \right) \quad (50)$$

$NPSH_d$ = energia disponível no líquido na entrada da bomba, m;

P_s = pressão absoluta ($P_{atm} - P_{man}$) na entrada da bomba, kgf/m^2 ;

P_v = pressão de vapor na temperatura de fluido, kgf/m^2 .

Para o bom funcionamento de um sistema de bombeamento, é necessário que a energia disponível, acima da pressão de vapor com que o líquido penetra na bomba ($NPSH_d$), seja maior que a energia exigida pela bomba ($NPSH_r$). Ou seja:

$$NPSH_d > NPSH_r \quad (51)$$

Obedecendo a essa condição, o líquido terá energia suficiente para passar pelo bocal de sucção e atingir as extremidades das pás do rotor sem sofrer cavitação. Do contrário, o líquido não terá energia suficiente para atravessar a bomba sem sofrer evaporação, e ocorrerá a cavitação. A igualdade da Equação 51 indica uma situação limite com início de cavitação.

Na prática, devido a possíveis oscilações na pressão e na temperatura do fluido, é comum, por motivo de segurança, adicionar-se de 0,5 a 1,0 m ao $NPSH_r$.

$$NPSH_d > NPSH_r + 1,0 \quad (52)$$

3.7.2 Exemplos

Considere o sistema a seguir, composto por dois tanques e uma bomba para bombear água em 28 °C do ponto 1 ao ponto 2. Calcule a altura manométrica total e o $NPSH_d$.

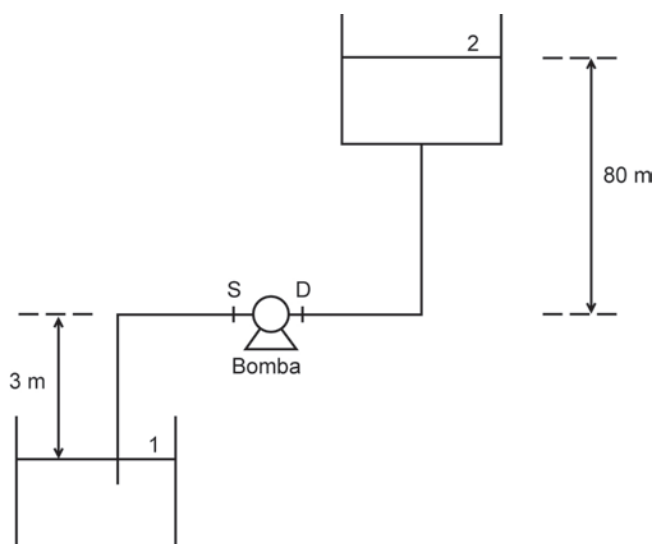


Figura 36 Sistema de recalque.

Considerar:

- vazão (Q) = 110 m³/h;
- perda de carga na sucção = 1 m;
- perda de carga na descarga = 6 m;
- nível dos tanques constantes.

Dados:

- densidade da água (28 °C) = 996 kg/m³;
- pressão de vapor (P_v) = 3.779 N/m²;
- aceleração da gravidade (g) = 9,8 m/s;
- pressão atmosférica = 1 atm = 760 mmHg = 1,013 · 10⁵ N/m².

Resolução:

Cálculo da altura manométrica (H):

- Balanço entre os pontos 1 e 2:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + H_s = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + lw$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0 \quad (\text{supondo nível dos tanques constantes})$$

$$P_1 = P_2 = P_{atm} \rightarrow \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 0 \quad (\text{tanques abertos})$$

$$z_1 = -3 \text{ m}$$

$$z_2 = 80 \text{ m}$$

$$lw = lw_s + lw_D = 1 + 6 = 7 \text{ m}$$

Da Equação 33:

$$z_1 + H_S = z_2 + lw = -3 + H_S = 80 + 7 \Rightarrow H_S = 90 \text{ m}$$

Cálculo do NPSH disponível ($NPSH_d$):

$$NPSH_d = \left(\frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} \right) - \frac{P_V}{\gamma}$$

• Balanço entre os pontos 1 e S:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + H_S = \frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} + z_S + lw_{1-S}$$

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = 0 \quad (\text{supondo nível dos tanques constantes})$$

$$z_S = 0 \quad (\text{referencial fixado no centro da bomba})$$

$$\gamma = \rho \cdot g$$

$$\frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2 \cdot g} = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 - lw_{1-S}$$

$$NPSH_d = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 - lw_{1-S} - \frac{P_V}{\gamma}$$

$$NPSH_d = \frac{1,013 \cdot 10^5 (N/m^2)}{996 \cdot 9,8 (kg/m^3)(m/s^2)} - 3 \text{ m} - 1 \text{ m} - \frac{3779 (N/m^2)}{996 \cdot 9,8 (kg/m^3)(m/s^2)}$$

$$NPSH_d = 6 \text{ m}$$

3.8 Considerações finais

Nesta unidade, tratamos de sistemas de bombeamento. O assunto em si é muito amplo e pode ser abordado sob vários aspectos. Tanto que existe uma

bibliografia muito vasta abordando-o; cada obra focaliza uma área de interesse. Por exemplo, a ênfase dada num livro de hidráulica é diferente daquela de um livro de operações unitárias, e assim por diante. A abordagem dada neste livro é aquela que o auxiliará no entendimento das operações básicas de bombeamento de líquidos e que é desejável ao profissional da indústria de processos.

O leitor pôde perceber que a especificação de uma bomba, a princípio, parece uma tarefa complicada. Porém, se considerarmos algumas aplicações de rotina, várias informações disponíveis nos catálogos de fabricantes nos auxiliarão na escolha adequada. O objetivo principal desta unidade foi mostrar quais as principais etapas e cálculos envolvidos na especificação de uma bomba.

3.9 Estudos complementares

Para obter conhecimento sobre aspectos não abordados neste texto envolvendo sistemas de transporte de líquidos, tais como projeto de bombas, operações com bombas para comandos hidráulicos, bombas para centrais de vapor, bombas para a indústria petrolífera, bombas especiais, etc., consulte Macintyre (1997a).

UNIDADE 4

Transporte de gases

4.1 Primeiras palavras

Assim como acontece com líquidos, os processos químicos apresentam diversos gases que precisam ser transferidos de um ponto a outro através de dutos e equipamentos de processo. Nesta unidade, estudaremos os dispositivos utilizados com essa finalidade, que são os ventiladores, sopradores e compressores. Esses dispositivos apresentam diferentes aumentos de pressão e são escolhidos de acordo com a finalidade que se tem em vista.

Para a seleção adequada dos equipamentos de transporte de gases, deve-se considerar a grande variedade de tipos e suas respectivas vantagens. Entre os principais fatores a serem considerados na seleção, estão: disponibilidade, vazão, carga ou pressão, limitações de temperatura, sistema de vedação, método de lubrificação, consumo de energia, facilidade de manutenção e custo (PERRY & CHILTON, 1980).

4.2 Problematizando o tema

Para gases, temos alguns exemplos práticos na rotina de um lar ou mesmo no nosso cotidiano. Um deles é o do uso de ventiladores, que provocam a movimentação do ar e, por isso, são utilizados principalmente para ventilação e climatização. É graças a esses equipamentos que, em um dia muito quente, quando entramos numa grande loja, onde o ambiente está climatizado, sentimos uma agradável sensação de conforto térmico. Outro exemplo é o uso indireto que fazemos desses equipamentos, por meio de outros que têm compressores na sua estrutura interna, como condicionadores de ar e geladeiras.

Na indústria, é obvio que a aplicação de ventiladores e demais equipamentos de movimentação e escoamento de gases é muito mais ampla. Por exemplo, podem ser usados quando se deseja deslocar grandes quantidades com pequeno aumento de pressão. Também podem ser usados quando se deseja transportar gases em longas tubulações ou ainda quando se deseja um grande aumento de pressão. Mas por que temos que estudá-los separadamente dos líquidos? Por que são necessários equipamentos diferentes para transportá-los? Porque, do ponto de vista microscópico, líquidos e gases são muito diferentes. Já vimos que os líquidos são considerados fluidos incompressíveis, e que os equipamentos usados na sua movimentação são as bombas. Já os gases são compressíveis e, portanto, podem sofrer redução de volume quando submetidos à ação de uma força. É seguindo a mesma linha das unidades anteriores que, nesta unidade, serão apresentados os principais equipamentos para transporte de gases.

4.3 Transporte de gases: ventiladores

O transporte de gases apresenta algumas particularidades que o diferencia do transporte de líquidos. Essas particularidades são funções das diferenças nas propriedades existentes entre os dois fluidos. Entre as principais, têm-se a massa específica, o peso específico, a densidade e a viscosidade. Os gases têm viscosidades e densidades menores que as dos líquidos e são compressíveis. Ao contrário dos líquidos, sua viscosidade aumenta com o aumento da temperatura. Por isso, quando um gás é comprimido, o seu volume diminui consideravelmente e a resistência ao escoamento aumenta com a elevação da temperatura, ao contrário do que ocorre num líquido bombeado.

Os equipamentos utilizados para impelir gases são os ventiladores, sopradores e compressores. Embora não haja uma distinção clara entre os dois últimos tipos com relação à pressão que provocam, geralmente são usados ventiladores quando se deseja altas vazões volumétricas e sopradores e compressores quando se necessita de elevada pressão de descarga. De maneira geral, sopradores provocam pressões de descarga de até 0,3 atm e compressores proporcionam aumentos de 0,3 até 4.000 atm (FOUST et al., 1982).

Ventiladores, assim como as bombas, são máquinas geratrizes que transformam a energia mecânica em energia potencial, de pressão e cinética. Eles operam em pressões baixas, de modo que a compressibilidade possa ser desprezada, ou seja, são estudados como máquinas de fluido incompressível. Como não promovem a compressão do gás, são utilizados na sua movimentação.

4.3.1 Classificação e características

Em termos de energia mecânica, os ventiladores são desenhados para fornecer energia cinética apenas, os sopradores para fornecer energia cinética, que é transformada em compressão, e os compressores, como o nome já diz, para gerar compressão do gás, principalmente.

Por operarem com pressões baixas, os ventiladores são utilizados simplesmente para a movimentação dos gases. Os volumes na entrada e na saída são essencialmente iguais e, por isso, a compressibilidade nesses dispositivos pode ser desprezada. São amplamente utilizados para trabalhos de ventilação, movimentação de grandes volumes de ar ou de gases através de condutos, suprimento de ar para secagem, transporte de material suspenso em corrente de gás, remoção de fumaça, etc.

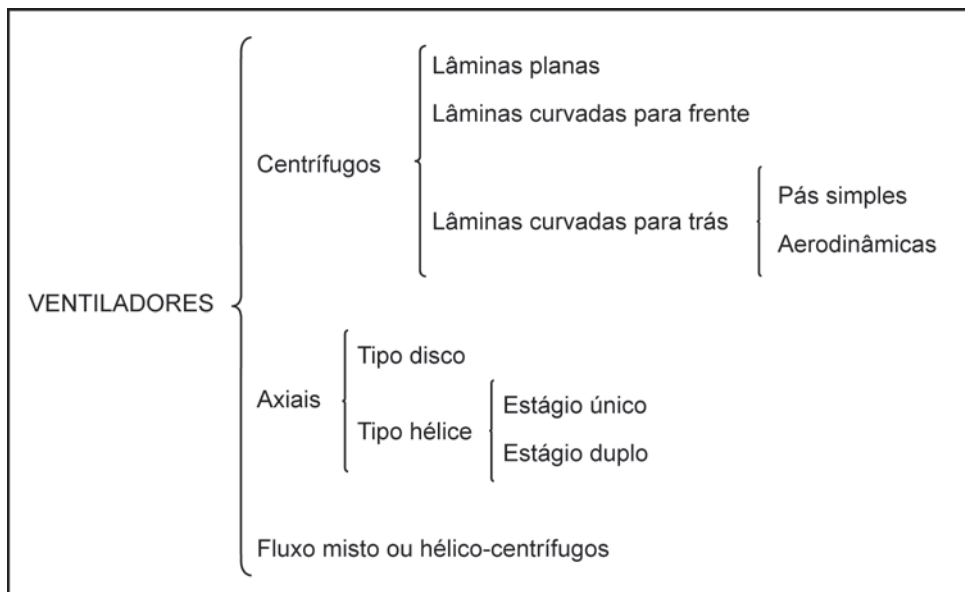
Algumas afirmações podem ser feitas acerca do funcionamento de ventiladores. Para um ventilador em certas condições operacionais, pode-se dizer que

o volume do gás deslocado varia diretamente com a velocidade da ventoinha. Além disso, pode-se afirmar também que a pressão estática varia com o quadrado da velocidade da ventoinha, e que o consumo de potência varia com o cubo da velocidade da ventoinha (FOUST et al., 1982).

Como já comentado, os ventiladores são máquinas geratrizes destinadas a produzir o deslocamento de gases. O princípio de funcionamento é o mesmo de uma bomba: por meio da rotação de um rotor dotado de pás ocorre a transformação da energia mecânica nas formas de energia que o fluido pode assumir, ou seja, potencial, de pressão e cinética. Adquirida essa energia, o ar ou os gases tornam-se capazes de escoar em dutos, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento e proporcionando uma vazão desejável (MACINTYRE, 1997b).

As características operacionais, no entanto, dependem do modelo. Uma classificação comum para ventiladores é mostrada no Quadro 8. Podem apresentar uma grande variedade de dimensões, indo dos modelos portáteis usados para circulação de ar em automóveis até os grandes ventiladores industriais e os destinados à ventilação de grandes ambientes.

Quadro 8 Classificação dos ventiladores.



Os ventiladores são classificados de acordo com o fluxo em radiais e axiais. Os ventiladores classificados como centrífugos são os que apresentam fluxo radial. Em outras palavras, estes dependem da força centrífuga para impelir o gás e a maior influência sobre o desempenho é exercida pelo desenho das palhetas. Os de fluxo axial imprimem ao gás uma parcela de energia à medida que ele escoar paralelamente ao eixo central do ventilador. A principal variável dessa categoria é o modelo do rotor (FOUST et al., 1982).

Os ventiladores centrífugos podem ser divididos em três grupos, segundo o nível energético de pressão que estabelecem, em baixa pressão ($P < 10^3 \text{ N/m}^2$), média pressão ($P = 10^3 - 3 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$) e alta pressão ($P = 3 \cdot 10^3 - 10^4 \text{ N/m}^2$). Os centrífugos também podem ser classificados de acordo com a configuração das lâminas: lâminas planas – pás retas ou planas –, lâminas curvadas para frente – pás curvadas para frente – e lâminas curvadas para trás – pás curvadas para trás. A Figura 37 apresenta a configuração das lâminas para três tipos de ventiladores.

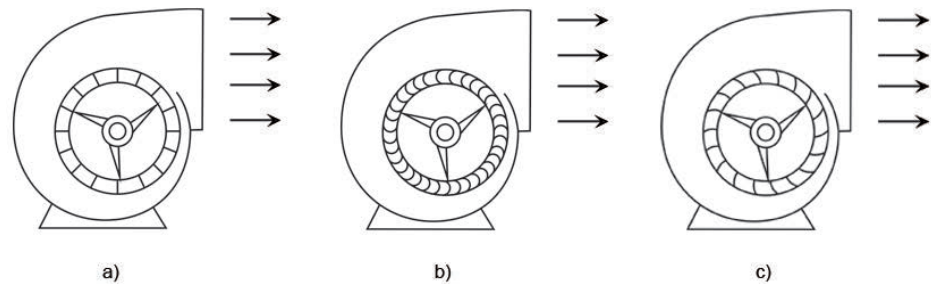


Figura 37 Três principais configurações para ventiladores centrífugos: a) pás retas ou planas; b) pás curvadas para frente; c) pás curvadas para trás.

Os ventiladores centrífugos de lâminas planas ou retas são bem robustos, pois apresentam boa resistência estrutural e são mais usados para movimentação de grandes cargas de partículas. Porém, o rendimento desses equipamentos é considerado baixo se comparado ao dos demais. São também chamados de pás retas radiais.

Os centrífugos de lâminas curvadas para frente são usados para o deslocamento de gases limpos, pois a presença de sólidos em suspensão pode obstruir os espaços limitados entre as inúmeras lâminas curvadas. São mais silenciosos e apresentam bom rendimento. Podem ser usados para o transporte de gases com temperatura elevada, desde que não contenham partículas em suspensão.

Os centrífugos de lâminas curvadas para trás também são mais indicados para gases que não contenham sólidos em suspensão (gases limpos). Apresentam também altos rendimentos e trabalham com alta pressão. São bastante empregados em condicionadores de ar de alta velocidade.

Os ventiladores axiais apresentam fluxo de gás paralelo ao eixo de rotação. Há dois tipos principais: o tipo disco e o tipo hélice, também conhecido como propulsor. O tipo disco apresenta lâminas planas ou curvas, semelhantes aos ventiladores comuns para uso doméstico, e é usado para circulação geral e trabalhos de exaustão. O tipo hélice apresenta pás semelhantes às aeronáuticas e pode apresentar mais de um estágio.

Há autores que apresentam os ventiladores de fluxo misto, que aliam as características dos dois tipos principais e são também conhecidos como hélico-centrífugos. A Figura 38 apresenta o desenho das lâminas de alguns modelos de ventiladores.

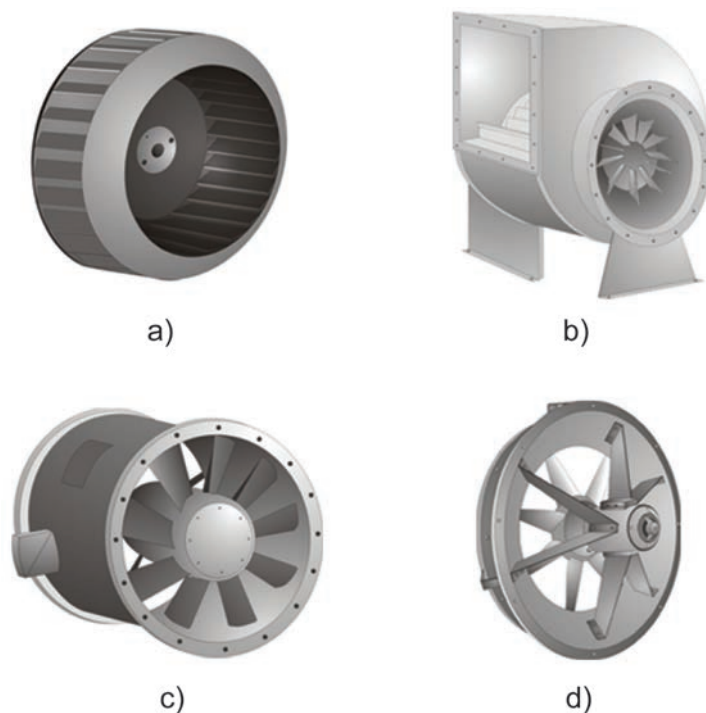


Figura 38 Alguns modelos de ventiladores: a) e b) ventiladores centrífugos; c) e d) ventiladores axiais.

Por causa da baixa pressão exercida no gás, a eficiência dos ventiladores axiais é significativamente maior do que a dos ventiladores centrífugos. Além disso, apresentam aumento de potência com diminuição da vazão.

4.3.2 Desempenho de um ventilador

O desempenho de um ventilador pode variar com as condições de temperatura, velocidade e densidade do gás que se deseja trabalhar. Os catálogos dos fabricantes geralmente se baseiam em condições-padrão dessas variáveis, e deve-se levar isso em conta utilizando-se de algumas correções para escolher o equipamento adequado para determinada aplicação. Esse desempenho é determinado em ensaios reais, sob condições normalizadas.

As principais variáveis que caracterizam as condições de funcionamento e o comportamento dos ventiladores são: diâmetro de saída do rotor, vazão (capacidade), número de rotações por minuto, potência, rendimento, altura de elevação

(pressão), etc. Os ensaios realizados pelos fabricantes permitem exprimir a variação de uma grandeza em função de outra por meio de curvas características.

Apesar de serem pequenas as elevações na pressão provocadas pelos ventiladores, são elas que caracterizam o seu desempenho. No entanto, cabe aqui destacar as duas formas de pressão existentes no escoamento: a pressão estática e a pressão dinâmica. A pressão estática é a pressão tal qual a conhecemos; já a pressão dinâmica é a energia cinética transformada em pressão. Imaginemos um veículo em alta velocidade. Ele está sob o efeito da pressão ambiente do local (pressão estática). Se, de repente, esse veículo se choca com um muro, surge uma gigantesca pressão extra, a pressão dinâmica:

$$\Delta P = \frac{\Delta(\rho \cdot v^2)}{2} \quad (53)$$

A mudança de uma velocidade de 100 km/h para 0 km/h faz com que a pressão dinâmica apareça, e ela tem muita importância para o escoamento de gases, principalmente para medir a sua velocidade. No entanto, em termos de desempenho, a pressão que interessa é a pressão estática, mais precisamente sua elevação entre a entrada e a saída do ventilador, ou seja, a elevação da pressão estática (ΔP_e).

A curva característica mais comum é aquela que, para um valor constante do número de rotações por minuto (n), apresenta variações para as grandezas elevação de pressão estática (ΔP_e), potência (W) e eficiência (η) em função da vazão (Q). Antes de mostrarmos as características das principais curvas para alguns modelos de ventiladores, é conveniente definirmos a pressão e a potência.

Neste ponto, é importante notar que, com gases, o balanço de energia mecânica deve ser escrito em unidades de pressão – energia por unidade de volume – e não em carga – energia por unidade de peso. Portanto, os termos $\Delta P/\gamma$ transformam-se em ΔP e os termos $\Delta v^2/2 \cdot g$ transformam-se em $\Delta(\rho \cdot v^2)/2$. O termo de energia potencial (Δz) se transformaria em $\Delta \rho g z$, mas, como as densidades dos gases são muito pequenas, esse termo só teria significado se o gás fosse elevado a milhares de metros de altura. Como isso raramente acontecerá, a energia potencial pode ser desprezada. Da Equação 19 (Unidade 3), do balanço da energia mecânica, temos:

$$E_p + E_c + E_{pr} = m \cdot g \cdot z + \frac{m \cdot v^2}{2} + P \cdot V \quad (19)$$

Como, para gases, é melhor trabalhar com energia por unidade de volume, a equação do balanço de energia torna-se:

$$\Delta E_p + \Delta E_c + \Delta E_{pr} = \Delta(\rho \cdot g \cdot z) + \frac{\Delta(\rho \cdot v^2)}{2} + \Delta P \quad (54)$$

Como podemos desprezar a energia potencial, a equação em unidade de pressão torna-se:

$$\Delta E_c + \Delta E_{pr} = \frac{\Delta(\rho \cdot v^2)}{2} + \Delta P \quad (55)$$

A Equação 55 é a equação geral para gases e é utilizada principalmente para compressores. Para ventiladores, podemos desprezar as variações de densidade e, portanto, o ρ fica fora do Δ . Observe que o primeiro termo do lado direito da equação representa a pressão dinâmica e o segundo termo representa a pressão estática.

Pressão total (P_t): a pressão total (P_t) é a energia total adquirida pelo fluido ao passar pelo ventilador, permitindo o seu escoamento ao longo da tubulação. A P_t representa a somatória das duas parcelas de energia comentadas anteriormente, a carga estática ou pressão estática (P_e) e a carga dinâmica ou pressão dinâmica (P_d), do bocal de entrada (2) até a saída do ventilador (3):

$$P_t = P_e + P_d \quad (56)$$

A Figura 39 mostra um sistema de uma tubulação com um ventilador instalado, em que está identificada a entrada (2) e saída do ventilador (3).

A elevação da pressão estática (ΔP_e) representa o ganho de energia de pressão da entrada (2) até a saída do ventilador (3) e é representada por:

$$\Delta P_e = P_3 - P_2 \quad (57)$$

em que P_3 e P_2 representam a energia de pressão nos pontos 3 e 2, respectivamente.

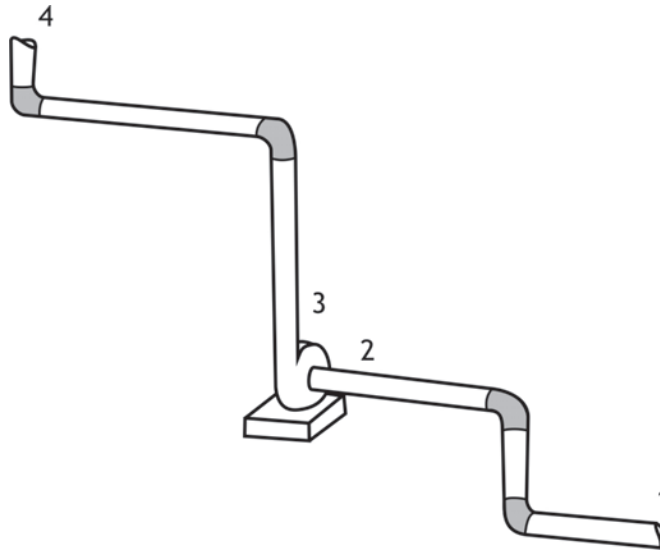


Figura 39 Sistema ventilador-tubulação.

A pressão dinâmica (P_d) representa o ganho de energia cinética do fluido da entrada (2) até a saída do ventilador (3) e é representada por:

$$P_d = \rho \cdot \left(\frac{v_3^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) \quad (58)$$

em que v_3 e v_2 representam a velocidade do fluido nos pontos 3 e 2, respectivamente.

Dessa forma, a pressão total é dada por:

$$P_t = (P_3 - P_2) + \rho \cdot \left(\frac{v_3^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) \quad (59)$$

$$P_t = (P_3 - P_2) + \rho \cdot \left(\frac{v_3^2 - v_2^2}{2} \right) \quad (60)$$

Potência (W): a energia cedida para efetuar trabalho ou o trabalho efetuado na unidade de tempo constitui a potência. A potência motriz é a potência fornecida pelo motor ao eixo do rotor do ventilador e é representada pela seguinte equação:

$$W = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta} \quad (61)$$

em que:

W = potência do ventilador;

Q = vazão volumétrica;

ΔP = pressão ou pressão de elevação;

η = rendimento total.

A Equação 61 é semelhante à equação de estimativa de potência motriz para as bombas (Equação 39).

Velocidade específica: outra ferramenta usada na escolha do ventilador apropriado para determinada aplicação é baseada no cálculo da velocidade específica. Embora tenha o nome de velocidade, representa o número de rotações.

De acordo com Macintyre (1997b), podemos imaginar um ventilador que seja capaz de proporcionar uma vazão unitária para uma altura manométrica também unitária, e que esse ventilador é chamado de ventilador unidade. Para esse ventilador, o número de rotações com que ele gira é conhecido como velocidade específica (n_s).

Dessa forma, todos os ventiladores geometricamente semelhantes apresentam valores de n_s dentro de determinados limites que caracterizam todos da mesma série. Dada a experiência dos fabricantes, é possível selecionar o tipo de ventilador e a forma do rotor considerando o valor de n_s .

A velocidade específica (n_s) pode ser calculada pela Equação 62:

$$n_s = \frac{16,6 \cdot n \cdot Q^{1/2}}{P^{3/4}} \quad (62)$$

em que:

n_s = velocidade específica (rpm);

n = velocidade real do rotor (rpm);

Q = vazão do ventilador na velocidade n e pressão P (L/s);

P = pressão requerida pelo sistema (mm ca).

Na Figura 40 são mostrados os valores de n_s correspondentes aos diversos tipos de ventiladores.

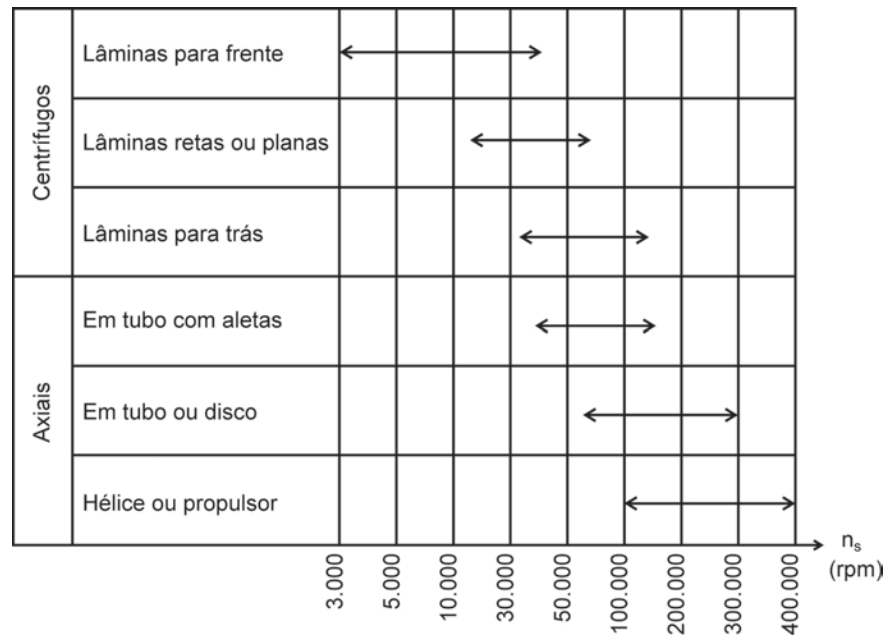


Figura 40 Velocidades específicas de diversos ventiladores.

Fonte: adaptada de Macintyre (1997b).

Por meio da Figura 40, é possível escolher o tipo de ventilador em função da velocidade específica (n_s). Observe que a separação das faixas não é rigorosa e, portanto, pode haver mais de um tipo indicado para determinada velocidade.

4.3.3 Equação da energia para ventiladores

Por serem estudados como máquinas de fluidos incompressíveis, a equação de energia para ventiladores é semelhante à equação usada para bombas e, por isso, é prático o emprego da equação da continuidade e da equação de energia, apresentadas nas Unidades 2 e 3, respectivamente.

Para a seleção do ventilador, é bastante útil a aplicação da equação de balanço de energia entre os pontos 1 e 4 da Figura 39 para se obter a pressão total do sistema, ou seja, a energia por unidade de volume necessária para o fluido se deslocar a uma dada velocidade e vencer a altura geométrica e as resistências que se impõem ao seu deslocamento.

Uma instalação típica de ventilação industrial, como a da Figura 39, apresenta peças e acessórios que oferecem resistência ao escoamento do gás, o que, por sua vez, provoca uma perda de carga, fazendo com que o gás vá perdendo energia ao longo da tubulação. Para que o gás continue a escoar ao longo da linha, ele deverá receber essa energia ao passar pelo ventilador. Essa energia é chamada de altura de elevação ou pressão total, dada pela Equação 63, que nada mais é do que o balanço de energia entre os pontos 2 e 3 (já mostrado no item 4.3.2):

$$P_t = (P_3 - P_2) + \rho \cdot \left(\frac{v_3^2 - v_2^2}{2} \right) \quad (63)$$

No balanço energético entre os pontos 1 e 4 da Figura 39, é necessário levar em consideração a perda de carga. Para ter a perda de carga em unidade de pressão, é preciso multiplicar o termo lw por ρg , em que:

$$\Delta P = lw \cdot \rho \cdot g \quad (64)$$

em que ΔP é a perda de carga em unidades de pressão, então:

$$P_t = (P_4 - P_1) + \rho \cdot \left(\frac{v_4^2 - v_1^2}{2} \right) + lw_{1-2} + lw_{3-4} \quad (65)$$

$$P_t = (P_4 - P_1) + \rho \cdot \left(\frac{v_4^2 - v_1^2}{2} \right) + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{3-4} \quad (66)$$

Se, no ponto de captação 1 e no ponto de descarga 4 não houver pressão manométrica, ou seja, só houver pressão atmosférica, e o termo $v_1^2/2g$ for incluído na perda de carga ΔP_{1-2} , a Equação 66 passará a:

$$P_t = \rho \cdot \frac{v_4^2}{2} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{3-4} \quad (67)$$

4.3.4 Curvas características

É comum os fabricantes disponibilizarem curvas características com dados completos de capacidade, pressões, velocidades e potência de ventiladores em condições-padrão de temperatura e densidade do ar para os vários modelos. Essas curvas permitem a escolha do ventilador e a análise do comportamento para variações nas grandezas representadas.

A curva mais comum é aquela que, para um valor constante do número de rotações por minuto (n), apresenta variações para as grandezas elevação de pressão estática (ΔP_e), potência (W) e eficiência (η) em função da vazão (Q). Para cada tipo de ventilador e formato das pás, há curvas com diferentes formas. Algumas dessas curvas são apresentadas na Figura 41.

Observe que o ventilador axial da Figura 41 (item d) apresenta aumento de potência com a diminuição da vazão. De maneira geral, cada tipo de ventilador

apresenta uma curva característica, que pode sofrer variação para diferentes configurações das pás.

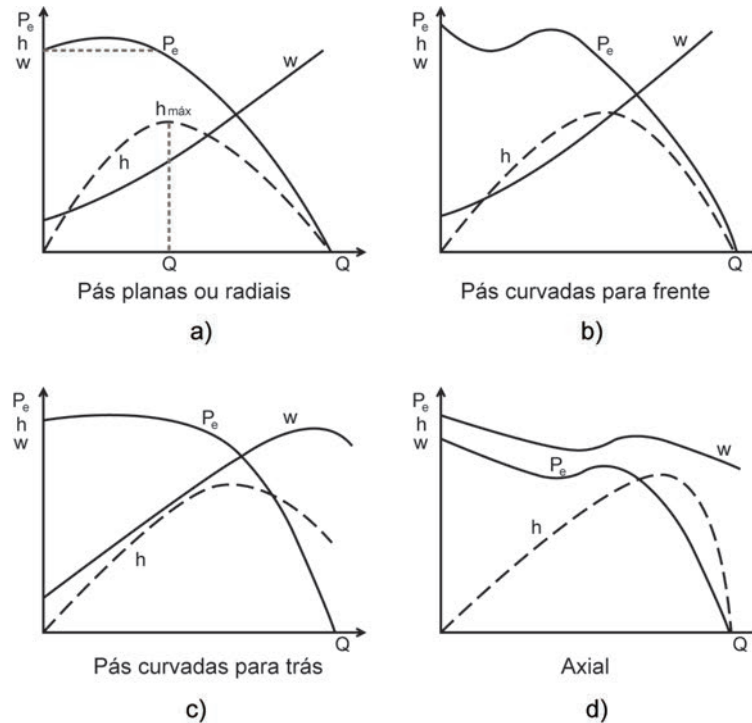


Figura 41 Curvas características de ventiladores: a), b) e c) ventiladores centrífugos; d) ventilador axial.

Do mesmo modo que para bombas, em ventiladores também é possível representar a curva da perda de energia em função da vazão para caracterizar o sistema. A partir da equação da continuidade (Equação 2), podemos substituir a velocidade na Equação 67 por:

$$Q = S \cdot v \rightarrow v^2 = \frac{Q^2}{S^2} \quad (68)$$

Sendo,

$$\Delta P = \Delta P_{1-2} + \Delta P_{3-4} \quad (69)$$

$$P_t = \rho \cdot \frac{v_4^2}{2} + \Delta P \quad (70)$$

Como as perdas de carga dependem também da vazão, todos os termos, exceto Q^2 , podem ser agrupados numa mesma constante c:

$$P_t = c \cdot Q^2 \quad (71)$$

A curva característica do sistema pode ser representada graficamente. A intersecção desta com a curva do ventilador representa o ponto de funcionamento ou operação do sistema, como mostrado na Figura 42.

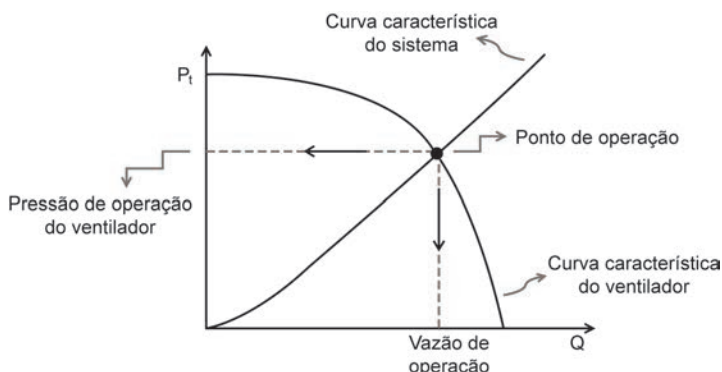


Figura 42 Junção das curvas características do sistema e do ventilador.

A presença de peças e acessórios provoca perda de energia à medida que o gás escoa na tubulação, e essa energia deve ser suprida pelo equipamento. A curva representativa do sistema juntamente com a curva característica do ventilador determinará a vazão e a pressão de operação (Figura 42).

4.3.5 Exemplo

Cálculo da potência: considere um ventilador que deve operar à vazão de $6 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar, que apresenta peso específico de $\gamma = 1,2 \text{ kgf}/\text{m}^3$. Qual a potência motriz desse ventilador para uma pressão absoluta de $35 \text{ kgf}/\text{m}^2$? Admita rendimento total de $\eta = 0,80$.

Resolução:

A potência motriz deve ser calculada pela Equação 61:

$$W = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta}$$

Para o problema, o peso específico do ar é:

$$\gamma = 1,2 \text{ kgf}/\text{m}^3;$$

$$\text{A vazão } Q = 6 \text{ m}^3/\text{s} = 21.600 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\text{O rendimento total } \eta = 0,80.$$

O $\Delta P = 35 \text{ kgf/m}^2$, em que:

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{35 \text{ kgf/m}^2}{1,2 \text{ kgf/m}^3} = 29,2 \text{ m de coluna de ar}$$

Calculando a potência, tem-se:

$$W = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta P}{75 \cdot \eta} = \frac{1,2 \text{ (kgf/m}^3) \cdot 6 \text{ (m}^3/\text{s)} \cdot 29,2 \text{ (m)}}{75 \cdot 0,80} = 3,5 \text{ cv}$$

4.4 Transporte de gases: sopradores e compressores

Os sopradores e compressores são considerados a bomba dos gases. Embora apresentem diferenças construtivas com relação às bombas, o princípio de funcionamento é basicamente o mesmo. Além de serem construídos com menor afastamento das peças móveis – pois os gases apresentam viscosidade mais baixa e, por isso, uma tendência a escaparem –, as diferenças com relação às bombas levam em conta também a diminuição do volume do gás enquanto este é comprimido.

Como grande parte da energia de compressão é dissipada na forma de calor para o gás, a operação é acompanhada por um considerável aumento na temperatura. Essa formação de calor pode limitar a operação do compressor, a menos que refrigeração apropriada possa ser efetuada. Por essa razão, a compressão de gases é geralmente efetuada em estágios, com refrigeração em cada um deles.

Compressores são máquinas operatrizes que transformam trabalho mecânico em energia comunicada a um gás, preponderantemente sob a forma de energia de pressão (MACINTYRE, 1997b). Em outras palavras, são equipamentos projetados para aumentar a pressão de um fluido em estado gasoso – ar, vapor-d'água e gases em geral. A operação de compressão é usada para deslocamento do gás através de tubulações e equipamentos de processo, além de ser usada também para criar condições de vácuo.

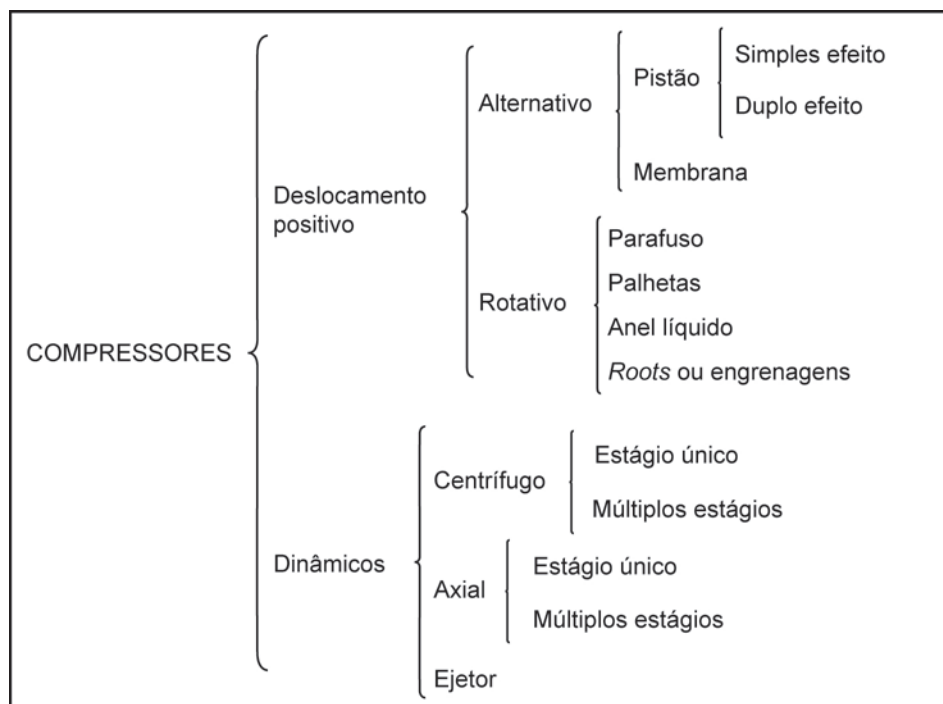
Os sopradores e compressores apresentam uso difundido em vários setores, além de ampla utilização em estabelecimentos que apresentam sistemas de condicionamento de ar, como residências, hospitais, bancos, cinemas, etc. São usados também em instalações frigoríficas de conservação de alimentos, fornecimento de ar para combustão, transporte pneumático, instrumentação e

controle, entre outros. Outra utilização de suma importância é no transporte e na distribuição de gases em gasodutos, redes urbanas e instalações industriais.

4.4.1 Classificação e características

A classificação dos compressores é muito semelhante à classificação utilizada para as bombas. Os compressores são classificados em dois grupos principais: os compressores de deslocamento positivo e os compressores dinâmicos. O Quadro 9 apresenta uma classificação comum para compressores.

Quadro 9 Classificação dos compressores.



Nesta unidade, não será feita distinção entre sopradores e compressores. A diferença desses equipamentos está na faixa de pressão proporcionada por cada um.

Compressores de deslocamento positivo: os compressores de deslocamento positivo apresentam o mesmo princípio de funcionamento das bombas classificadas na mesma categoria. Nesses compressores, o gás é admitido numa câmara e, pela ação de peças móveis alternativas ou rotativas, há uma redução no volume pela compressão do gás. Quando a pressão atinge determinado valor, o gás da câmara é descarregado para o exterior.

Entre os compressores de deslocamento positivo, os compressores alternativos a pistão (ou êmbolo) são bastante empregados em indústrias químicas. As peças básicas constitutivas desses compressores são as mesmas das bombas

alternativas, ou seja, pistão e/ou pistões, válvulas para admissão e descarga e eixo acoplado ao motor. Podem ser de simples efeito – quando apenas uma das faces do pistão atua comprimindo o gás – ou de duplo efeito – quando as duas faces do pistão atuam comprimindo o gás –, com predominância deste último.

Os compressores alternativos podem apresentar apenas um estágio, que é caracterizado pela presença de apenas um cilindro, ou apresentar mais de um estágio, que é caracterizado pela presença de dois ou mais cilindros. Na operação em estágios, o gás, depois de sair comprimido do primeiro cilindro, é resfriado e adentra no segundo cilindro para receber nova compressão. A depender do número de estágios, essa operação é repetida sucessivamente.

O resfriamento de compressores pode ser a ar ou a água e é realizado por trocadores de calor. Esses trocadores removem o calor do gás após a compressão, reduzindo a temperatura deste à temperatura de entrada do compressor. O resfriamento, além de proporcionar a redução do volume do gás que vai para os cilindros de alta pressão, proporciona a redução da potência requerida para a compressão e, quando em altas pressões, proporciona também a manutenção da temperatura dentro dos limites de operação em condições seguras.

Nos compressores alternativos de múltiplos estágios, o rendimento é maior, pois há economia de potência se comparados aos compressores de simples estágio. A Figura 43 apresenta um compressor alternativo a pistão de um só estágio e duplo efeito.

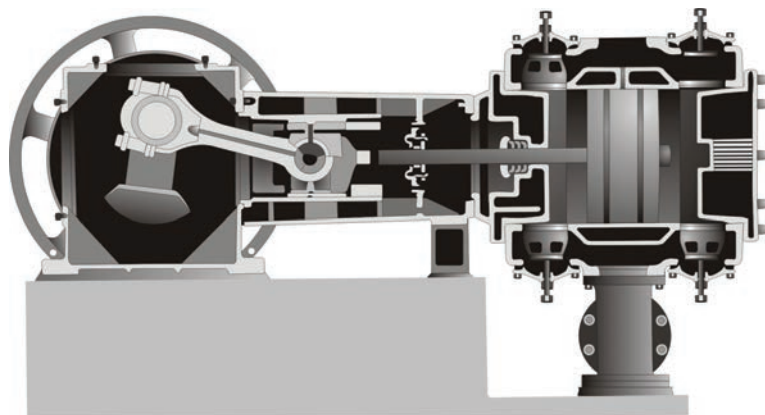


Figura 43 Compressor de um estágio e pistão de duplo efeito.

Fonte: adaptada de Foust et al. (1982).

Os compressores alternativos podem apresentar várias configurações de posicionamento do cilindro. Podem aparecer na posição horizontal, como o da Figura 43, que é a mais comum, na posição vertical ou, ainda, nos modelos de dois estágios, podem aparecer em ângulos retos ou inclinados. A Figura 44 mostra alguns arranjos que podem ser encontrados nos diferentes tipos de compressores alternativos.

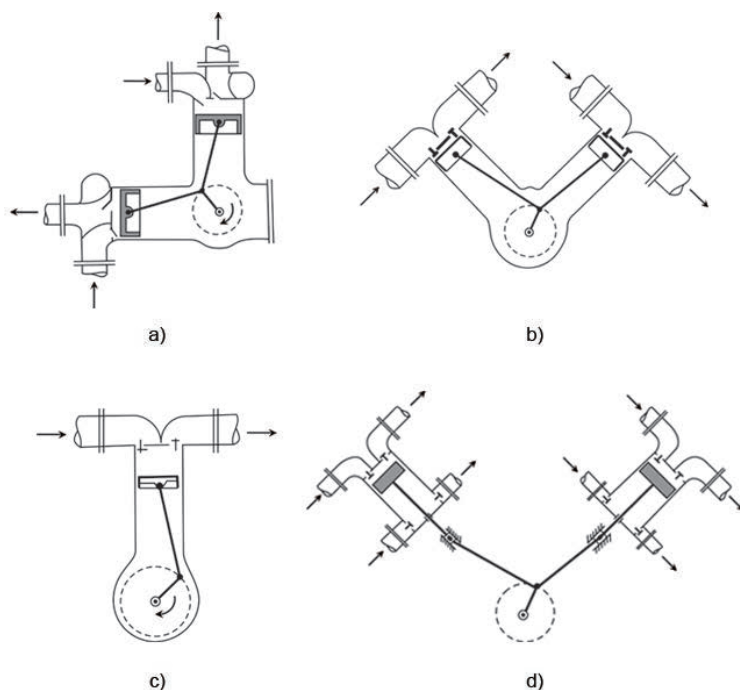


Figura 44 Arranjo dos cilindros em compressores alternativos: a), b) e c) compressores de simples efeito; d) compressores de duplo efeito.

Fonte: adaptada de Macintyre (1997b).

A Figura 45 apresenta a foto de um compressor em que é mostrado o detalhe do arranjo dos pistões num modelo de múltiplos estágios.

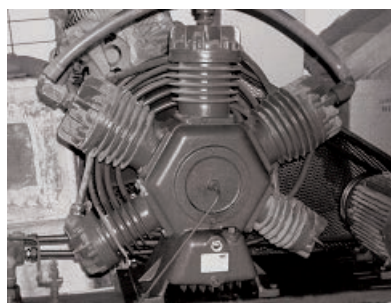


Figura 45 Foto de um compressor de múltiplos estágios.

Entre as principais vantagens dos compressores alternativos, estão o baixo custo de manutenção, a operação econômica e a flexibilidade de operação com várias cargas mediante a abertura automática das válvulas de admissão conforme a demanda.

Outra categoria de compressores de deslocamento positivo são os sopradores e compressores rotativos. O Quadro 9 apresenta os quatro tipos principais. Nesses compressores, o gás é admitido e, pela ação de peças rotativas, sofre uma redução no volume devido à compressão, sendo posteriormente descarregado. A Figura 46 apresenta o desenho esquemático do dispositivo rotativo de alguns modelos.

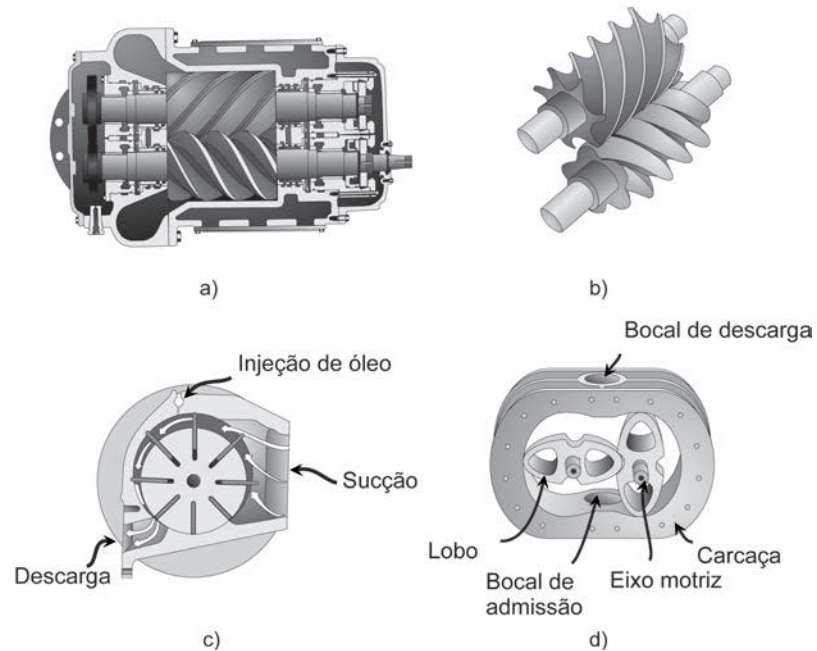


Figura 46 Alguns tipos de sopradores e compressores rotativos: a) e b) compressores de parafusos; c) compressor de palhetas; d) compressor *roots* ou engrenagens.

Os rotativos de parafusos (Figura 46, itens a e b) apresentam dois rotores denominados de macho e fêmea, e a sua rotação produz a progressão axial das cavidades seladas sucessivamente. O gás é admitido na abertura de entrada e comprimido à medida que as porções de cada parte dos parafusos se movem no sentido da descarga. São geralmente divididos em estágios com resfriamento intermediário.

Os compressores rotativos a palhetas (Figura 46, item c) apresentam múltiplas palhetas que são deslocadas por meio da força centrífuga contra a parede da carcaça do compressor. O gás é aprisionado no espaço entre as palhetas e é comprimido à medida que se desloca em direção à saída.

Nos compressores do tipo *roots* ou de engrenagens (Figura 46, item d), o gás entra pelo bocal de sucção e é forçado para fora pelos dois rotores em forma de lóbulos. Não trabalham com compressão interna elevada e, por isso, o ar ou o gás são simplesmente bombeados como numa bomba de engrenagens. Apresentam bom desempenho como bomba de vácuo.

Outro tipo de compressor rotativo usado para aplicações mais específicas é o compressor de anel líquido, que também é conhecido como bomba de vácuo. Consiste basicamente de um rotor com palhetas presas alocado dentro da carcaça. A carcaça é parcialmente preenchida com o líquido, que é movimentado pelas palhetas do rotor, sendo lançado para a periferia pela ação da força centrífuga, formando um anel rotatório (MACINTYRE, 1997b). Esse tipo de compressor é

muito usado em casos que empregam baixas pressões ou em serviços que requerem vácuo, como instalações hospitalares, laboratórios, etc.

Compressores dinâmicos: nos compressores dinâmicos, o gás adentra um rotor em alta rotação, que comunica aceleração às partículas do gás. Ao passar para o difusor, grande parte da energia cinética é convertida em energia de pressão, semelhante ao que ocorre com o líquido nas turbobombas. Possuem um ou mais rotores que giram com elevada rotação no interior da carcaça. Em geral, esses compressores apresentam menor eficiência que os compressores de deslocamento positivo, porém operam com velocidades relativamente altas e fornecem altas vazões em relação ao tamanho físico do equipamento.

Os principais representantes desse tipo de compressores são os compressores centrífugos, que têm princípio de funcionamento semelhante ao das bombas centrífugas. São chamados também de turbocompressores.

Apresentam como componentes básicos o rotor e o difusor. O rotor confere aceleração ao gás, que, ao entrar no difusor, transforma a energia cinética adquirida no rotor em energia de pressão. Podem apresentar um ou múltiplos estágios, dependendo da pressão que se deseja. Para altas relações de compressão, é preciso utilizar a compressão em estágios. A Figura 47 apresenta o desenho de um compressor centrífugo de múltiplos estágios.

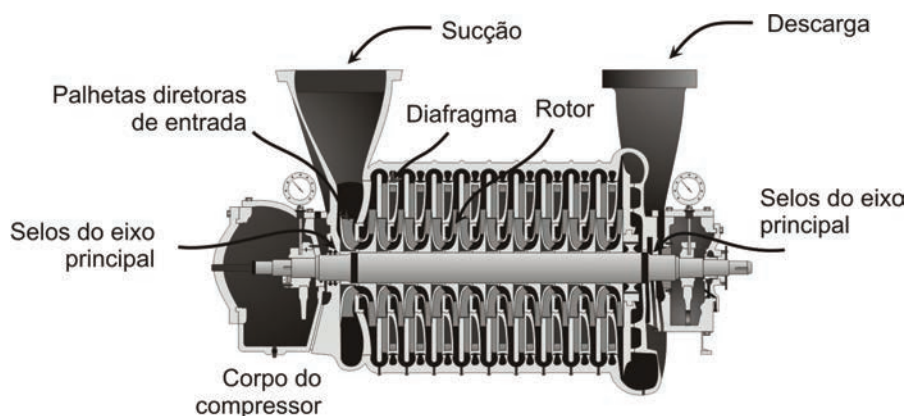


Figura 47 Desenho de um compressor centrífugo de múltiplos estágios.

Esses compressores apresentam ampla utilização em resfriamento e secagem, suprimento de ar para combustão em fornos e estufas, altos fornos, transporte de materiais sólidos, processos de flotação, agitação e aeração, etc.

Para cada compressor centrífugo há uma capacidade mínima para qualquer velocidade, abaixo da qual a operação torna-se instável. Essa instabilidade é acompanhada de um barulho característico, conhecido como arfagem, cavitação ou sobrepressão. Uma das causas dessa instabilidade está ligada à forma

da curva de descarga em função da capacidade que, depois de passar por um máximo, começa a cair em direção ao ponto de capacidade zero. Se a capacidade for reduzida abaixo desse ponto, a pressão do cano de descarga excederá à produzida pelo compressor e o escoamento tenderá a se inverter momentaneamente. Depois de restabelecidas as condições, o compressor passa a descarregar novamente na tubulação. Essas oscilações na pressão e na capacidade são aumentadas pela resposta do gás compressível no sistema de descarga (PERRY & CHILTON, 1980).

Outra importante categoria de compressores dinâmicos são os compressores axiais. Apresentam como grandes vantagens a alta eficiência e a maior capacidade – vazões de mais de 400 m³/s – em comparação com os centrífugos de mesmo porte. Possuem grande número de palhetas e proporcionam escoamento no sentido longitudinal. Unidades de grandes capacidades apresentam utilização em altos fornos e operação em túneis de vento.

Outra grande aplicação dos compressores axiais é no uso de turbinas a gás para geração de potência. A maioria das turbinas de motores de aeronaves tem um compressor de fluxo axial para agir sobre o ar efluente (FOUST et al., 1982).

Outro tipo classificado como compressores dinâmicos são os chamados ejetores. Estes não contêm partes móveis como pistões, rotores ou válvulas e são considerados um tipo simplificado de bomba a vácuo. Um ejetor a jato de vapor-d'água consiste em um bocal que descarrega um jato de vapor-d'água, em alta velocidade, através de uma câmara de sucção que está conectada ao equipamento a ser esvaziado. O gás é arrastado pelo vapor-d'água e levado a um difusor, que converte a energia da velocidade do vapor em energia de pressão. A escolha do tipo de ejetor para determinada aplicação depende de alguns fatores, como pressão do vapor-d'água, temperatura da água, pressão e temperatura de sucção e da capacidade requerida. Os custos de instalação e manutenção são baixos e, por não apresentarem partes móveis, os ejetores apresentam durabilidade e alta eficiência (PERRY & CHILTON, 1980).

4.4.2 Teoria da compressão (processo politrópico)

O princípio de compressão de gases através de sopradores e compressores consiste no aumento da pressão entre os terminais do equipamento com o conseqüente aumento da densidade do gás. Por meio de um diagrama P-V, apresentado na Figura 48, podemos representar esquematicamente os efeitos da compressão em um compressor alternativo a pistão.

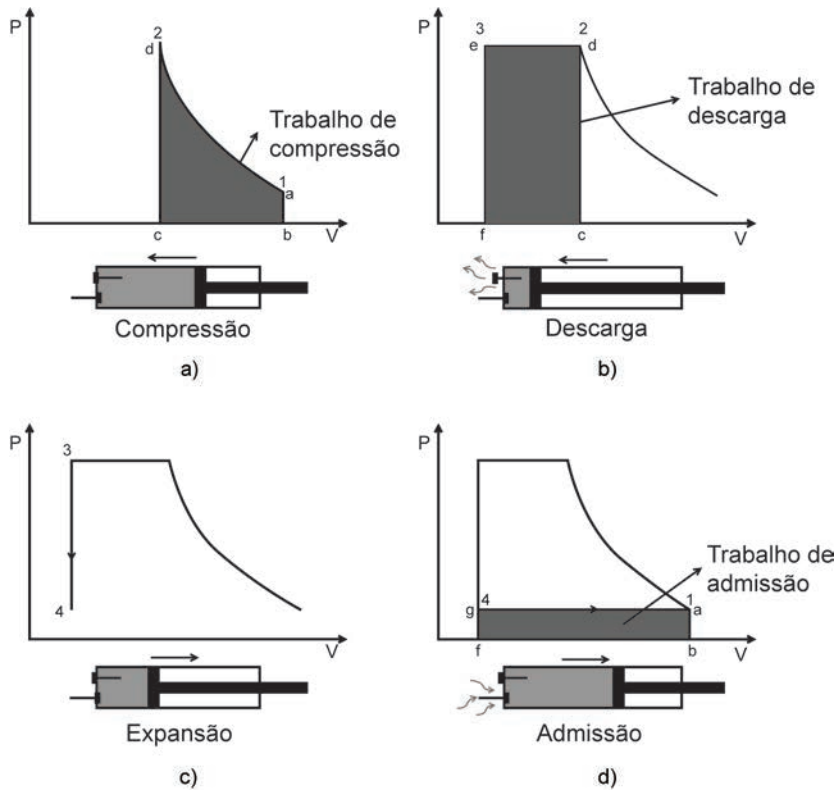


Figura 48 Diagrama P-V e representação das etapas de compressão e expansão: a) compressão; b) descarga; c) expansão; d) admissão.

Os processos que compõem o ciclo mecânico são:

- *Compressão:* esse processo começa quando o volume do cilindro é máximo no ponto 1. O pistão começa a se mover, enquanto as válvulas permanecem fechadas, comprimindo o gás e aumentando a pressão até o ponto P_2 . O trabalho envolvido na etapa de compressão é representado pelo trecho **abcda**.
- *Descarga:* quando o ponto 2 é atingido, a pressão da válvula de descarga é vencida e o gás começa a sair sob pressão constante, pois o pistão continua se movendo. Do ponto 2 ao ponto 3, ocorre a descarga do gás. O trabalho envolvido na descarga é representado pelo trecho **cdefc**.
- *Expansão:* ao atingir o ponto 3, a válvula de descarga se fecha e o pistão começa a se mover em sentido contrário até o ponto 4 ser atingido.
- *Sucção ou admissão:* no ponto 4, a pressão externa supera a pressão interna e a válvula de admissão se abre, permitindo a entrada do gás no sistema. O trabalho envolvido na etapa de admissão é representado pelo trecho **abfga**.

A representação mostrada na Figura 48 é uma representação teórica. Na verdade, o diagrama P-V do processo real é mostrado na Figura 49.

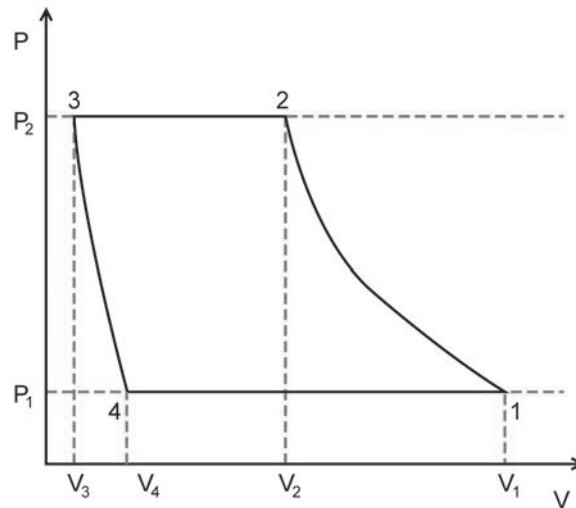


Figura 49 Etapas de um processo de compressão e expansão.

Observando a Figura 49 nota-se que, do ponto 3 ao ponto 4, há um ligeiro aumento de volume, pois ocorre a expansão do gás que restou dentro do cilindro devido ao espaço morto. Essa expansão prossegue até que a pressão de admissão seja atingida.

A compressão de um gás pode ser feita adiabaticamente – não há troca de energia térmica – ou com transferência de calor, dependendo da finalidade do processo de compressão. Um processo em que não há trocas de energia térmica é chamado de adiabático. O processo adiabático é possível desde que o sistema esteja isolado termicamente ou em casos em que o processo é suficientemente rápido e não há tempo para que ocorram as trocas de calor.

Um processo politrópico é um processo contínuo de compressão e expansão de um gás cuja dependência entre a pressão e o volume pode ser representada pela seguinte equação:

$$P \cdot V^n = K \quad (72)$$

em que:

P = pressão absoluta;

K = constante;

V = volume do gás;

n = expoente politrópico (depende do tipo de processo politrópico).

Se:

$n = 0 \rightarrow$ processo isobárico;

$n = 1 \rightarrow$ processo isotérmico;

$n = k \rightarrow$ processo isentrópico ou adiabático;

$n = \infty \rightarrow$ processo isométrico.

O gráfico para cada valor do expoente n de pressão contra volume é conhecido como curva politrópica e é mostrado na Figura 50:

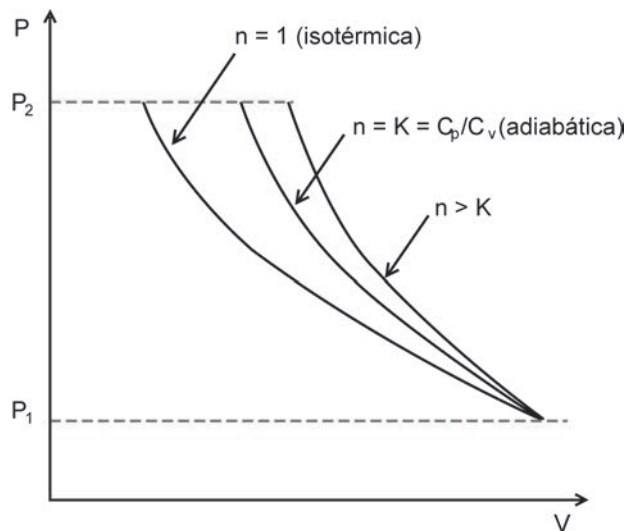


Figura 50 Curva da compressão politrópica.

O trabalho w , consumido quando a pressão vai de P_1 a P_2 ao longo de qualquer curva politrópica, é dado por:

$$w = \int_1^2 P \cdot dV \quad (73)$$

Para o processo isotérmico, a temperatura do gás não varia, portanto, $n = 1$. A Equação 72 torna-se:

$$P \cdot V = \text{constante} \quad (74)$$

O trabalho fornecido deve ser retirado sob a forma de calor, pois, se a temperatura do gás permanecer constante, a energia interna também deverá permanecer constante. O processo isotérmico representa o percurso que requer o mínimo de trabalho.

Para o processo isentrópico, a entropia do gás permanece constante, n assume o valor k e a Equação 72 torna-se:

$$P \cdot V^k = K \quad (75)$$

em que k é a razão entre os calores específicos, a pressão e o volume constante, $k = C_p/C_v$.

O processo isentrópico também é chamado de processo adiabático, ou seja, sem troca de calor com o ambiente – em outras palavras, quando não há adição nem retirada de calor durante o processo.

Para o processo isobárico, n é igual a zero ($n = 0$) e ocorre sob pressão constante. A temperatura varia proporcionalmente ao volume (ou vazão):

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (76)$$

em que:

T_1 e T_2 são as temperaturas de entrada e saída;

Q_1 e Q_2 são as vazões de entrada e saída respectivamente.

Para o processo isométrico ($n = \infty$), o volume se mantém inalterado e, dessa forma, não há realização de trabalho.

Compressão isotérmica: na compressão isotérmica, para manter a temperatura constante é necessário retirar calor enquanto se realiza a compressão. Os cálculos teóricos de uma compressão isotérmica resultam no trabalho teórico mínimo necessário para comprimir o gás entre dois níveis de pressão. O trabalho total absorvido na compressão isotérmica do início da compressão até a completa expulsão do ar é expresso pela Equação 77.

$$w = 2,3 \cdot P_1 \cdot Q_1 \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (77)$$

Compressão adiabática: uma vez que não é econômico incluir o equipamento de transferência de calor com capacidade suficiente para retirar o calor da compressão e tornar o processo isotérmico, é usual aproximar a operação dos compressores das condições adiabáticas. Sendo assim, a maior parte dos cálculos de compressores se baseia em curvas adiabáticas.

Os cálculos teóricos de uma compressão adiabática resultam no trabalho teórico máximo necessário para comprimir o gás entre dois níveis de pressão. Para compressão e expansão adiabática de gases perfeitos, são muito úteis as relações entre pressão, volume – pode ser utilizada a vazão também – e temperatura:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^k \quad (78)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^{k-1} \quad (79)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{k/(k-1)} \quad (80)$$

O trabalho (w) ou carga adiabática (H_{ad}) gasto pelo compressor durante uma compressão adiabática de 1 kg de gás é representado por:

$$w = H_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (81)$$

$$w = H_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot Q_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (82)$$

em que:

w = trabalho consumido pelo compressor (J/kg);

R = constante dos gases igual a 8.310/M (J/kgmol.K);

M = peso molecular do gás (kg/kgmol);

P_1 = pressão inicial do gás (N/m²);

P_2 = pressão final do gás (N/m²);

Q_1 = volume específico do gás nas condições iniciais (m³/s);

k = relação dos calores específicos: C_p/C_v .

Para o ar e alguns outros gases, o valor de k é entre 1,30 e 1,41. Para fins de cálculo, pode ser usado o valor de $k = 1,4$.

A temperatura do gás no final do processo de compressão adiabática pode ser determinada pela Equação 83.

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (83)$$

A compressão isotérmica representa o caso ideal para um processo que requer o gás em temperatura ambiente. Porém, como já comentado anteriormente, essa condição é difícil de ser obtida, pois não é econômico incluir um equipamento que retire calor suficiente para alcançar as condições necessárias para obter o trabalho isotérmico. Sendo assim, trabalha-se com a transformação intermediária entre o isotérmico e o adiabático, ou em outras palavras, com trabalho de compressão entre o isotérmico e o adiabático. A Figura 51 mostra a curva da compressão isotérmica e adiabática. A área demarcada representa a economia de trabalho entre uma e outra.

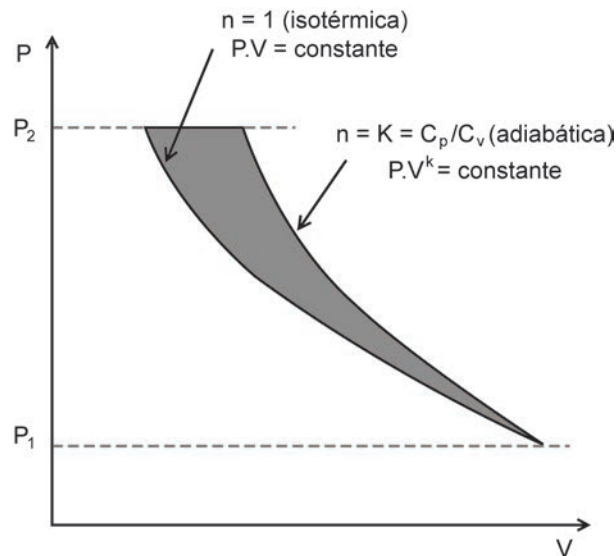


Figura 51 Trabalho na compressão isotérmica e adiabática.

Compressão por estágios: visando melhorar o rendimento dos compressores e também aumentar a sua eficiência, ou seja, obter elevadas pressões de descarga, os fabricantes fazem detalhamentos mecânicos para retirar o máximo de calor do sistema – carcaças aletadas e ventilação auxiliar, por exemplo. Esses procedimentos, no entanto, apresentam limitações tanto de ordem econômica quanto mecânica. Sendo assim, quando se deseja altas taxas de compressão, é realizada a compressão por estágios.

Na compressão por estágios, um segundo estágio aspira a partir da descarga do primeiro, um terceiro aspira a partir da descarga do segundo e assim por diante. Uma grande vantagem da compressão por estágios é que ela permite a refrigeração do gás entre os estágios. Com isso, o trabalho consumido por kg de gás comprimido se reduz. Objetiva-se, dessa forma, atingir as condições isotérmicas de menor trabalho.

A Figura 52 apresenta o diagrama P-V para uma compressão de dois estágios. Observe que há uma economia de trabalho, representada pela área demarcada. O trabalho necessário para a compressão em dois estágios é menor do que em um único estágio.

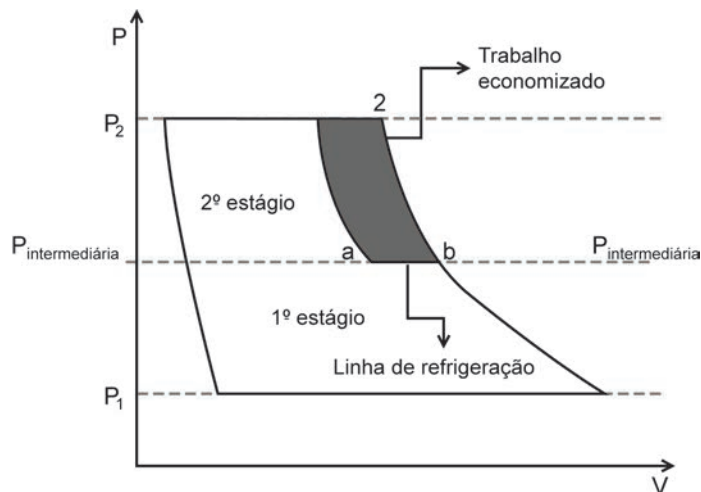


Figura 52 Compressão em dois estágios.

O emprego de vários estágios com refrigeração entre eles reduziria consideravelmente o trabalho, aproximando-se do caso ideal isotérmico. No entanto, uma única carcaça apresenta limitações quanto ao número de estágios, encontrando-se usualmente um máximo de seis ou sete estágios por carcaça. Se for necessária uma pressão maior que a proporcionada por apenas um compressor de múltiplos estágios, pode-se colocar duas ou mais carcaças em série.

A soma do trabalho em cada um dos estágios representa o trabalho total numa compressão por estágios. A partir da Equação 82 (compressão em único estágio), admitindo um valor constante para k e temperatura de aspiração T_1 invariável e ainda desprezando a variação de energia cinética, o trabalho total para a compressão em dois estágios de um gás ideal pode ser representado como:

$$w = \left(\frac{R \cdot T_1 \cdot k}{k - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{P'}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] + \left(\frac{P_2}{P'} \right)^{(k-1)/k} \quad (84)$$

em que:

w = trabalho consumido pelo compressor;

R = constante dos gases;

P_1 = pressão inicial do gás;

P_2 = pressão final do gás;

P' = pressão intermediária;

T_1 = temperatura na entrada;

k = relação dos calores específicos: C_p/C_v .

4.4.3 Perda de carga em tubulações

O dimensionamento de tubulações de gases comprimidos é semelhante ao utilizado para líquidos. No detalhamento de linhas para gases, deve-se tomar cuidado especial com reduções bruscas de seção de escoamento – válvulas, orifícios, etc. –, pois velocidades de escoamento muito altas provocam vibrações indesejáveis que podem causar danos em soldas e conexões, além de ruídos.

Existem várias equações para o cálculo da perda de carga em linhas de gases, contudo, a mais geral é a equação de Darcy (Equação 12), apresentada na Unidade 2. Para gases, é mais conveniente utilizar a equação de Darcy em unidades de pressão, da seguinte forma:

$$\Delta P = lw \cdot \rho \cdot g \quad (85)$$

Sendo a equação de Darcy:

$$lw = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (86)$$

A Equação 86 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (87)$$

Para ventiladores, ρ pode ser considerado constante – semelhante às bombas. Para compressores, ρ varia, porém poderá ser considerado constante se a pressão a jusante for maior ou igual a 0,9 da pressão a montante, ou seja, $P_{jusante} \geq 0,9P_{montante}$.

Como a velocidade para escoamento compressível varia com a perda de carga, algumas restrições devem ser feitas na aplicação da fórmula:

- a) se a perda de carga for menor que 10% do valor da pressão a montante, deve-se utilizar a velocidade a montante;

- b) se a perda de carga estiver entre 10% e 40% do valor da pressão a montante, deve-se utilizar a média aritmética das velocidades a montante e a jusante;
- c) se a perda de carga for maior que 40% do valor da pressão a montante, deve-se dividir o cálculo em trechos e aplicar as regras a e b.

4.5 Considerações finais

Vimos, na Unidade 1, que as operações envolvendo sistemas fluidos ocupam uma pequena parcela de todo o conteúdo da disciplina de operações unitárias, mas não é menos importante que as demais. Em algumas indústrias, o transporte de fluidos, líquidos e/ou gases, é a parcela mais significativa em termos quantitativos e está entre as que envolvem os maiores gastos com energia. Por isso, os conhecimentos básicos dos dispositivos usados com essa finalidade são fundamentais para a melhor organização e bom andamento das atividades da indústria.

A compressão e o escoamento de gases exibem algumas particularidades que os diferenciam dos líquidos. Os gases apresentam densidades e viscosidades menores, além de maior compressibilidade, de modo que se usam diferentes dispositivos para movimentá-los. Os ventiladores são estudados como máquinas de fluidos incompressíveis, já que o grau de compressibilidade observado nesses equipamentos é desprezível. Ao contrário, sopradores e compressores são máquinas de fluidos compressíveis, cujo volume diminui consideravelmente durante a compressão. Além disso, quando se comprime um gás, a sua temperatura aumenta, de modo que precisa ser resfriado para manter a temperatura adequada.

4.6 Estudos complementares

Lembrando ao leitor que este livro é apenas um guia de estudo, maiores aprofundamentos devem ser realizados por meio da leitura de livros da área. Especificamente, sobre ventiladores e compressores é indicado o livro de Macintyre (1997b) e sobre compressão de gases, o livro de Foust et al. (1982). Outras referências são citadas e podem servir como consulta.

UNIDADE 5

Noções de agitação e mistura

5.1 Primeiras palavras

Nas unidades anteriores, tratamos especificamente das operações unitárias de transporte de fluidos. Agitação e mistura na indústria não são propriamente operações unitárias relacionadas ao transporte ou ao escoamento de fluidos, mas são de suma importância por estarem presentes na maior parte das indústrias de processos, tais como indústrias farmacêuticas, estações de tratamento de água e indústrias químicas em geral.

Já vimos que vários são os fluidos existentes na indústria de processos e, da mesma maneira, que se têm diferentes dispositivos para movimentá-los. Se o fluido for um líquido, um gás ou uma suspensão, têm-se também dispositivos com diferentes configurações para promover a sua agitação ou mistura. Finalizando este livro, nesta unidade serão apresentados os conceitos básicos envolvidos na agitação e mistura de fluidos industriais.

5.2 Problematizando o tema

Historicamente, agitação e mistura sempre foram uma necessidade humana, tanto nas atividades mais simples como nas mais complexas. Na nossa rotina, lidamos diariamente com agitação e mistura, por exemplo, a mistura do leite com o café, de ambos com o açúcar, e assim por diante. Podemos perceber que, só nesses dois exemplos básicos, temos dois tipos de misturas diferentes. Uma é a de líquido com líquido – café com leite – e a outra, de líquido com sólido – a mistura café-leite com o açúcar.

É claro que não usamos nenhuma técnica específica para isso, mas usamos a experiência de muitos anos preparando o nosso café, nosso suco, etc. Dessas atividades, aprendemos alguns princípios básicos que vieram da prática diária, tais como: não conseguimos misturar adequadamente em um copo ou xícara largos com uma colher pequena ou fina, ou pelo menos levamos um tempo maior para a mistura ficar completa. Da mesma forma, não conseguimos misturar bem os componentes com uma colher que ocupa quase todo o diâmetro do copo.

Industrialmente não é diferente. Devido à ampla variedade de aplicações, o dispositivo responsável pela agitação e mistura pode adquirir várias formas. É necessário ajustar as necessidades da agitação ao resultado que se deseja. Várias análises devem ser realizadas para a escolha adequada, pois, dependendo do tipo de fluido, essas necessidades podem variar. Deseja-se apenas manter partículas em suspensão em uma mistura sólido-líquido? Deseja-se uma mistura quase perfeita num processo em que o meio reacional vai aumentando a viscosidade com o tempo? Deseja-se a ampliação de escala? Enfim, na maioria

das aplicações, é necessário que o projeto esteja baseado na experiência da indústria ou em ensaios de menor escala.

5.3 Agitação e mistura

A operação de agitação e mistura, na indústria, tem por objetivo homogeneizar a mistura formada por diferentes reagentes ou diferentes produtos. É muito importante em processos químicos, principalmente quando estão envolvidos reagentes e produtos em fases diferentes – sólido, líquido e gás – ou líquidos imiscíveis, etc. Algumas operações de processamento dependem de agitação e mistura eficientes para terem sucesso.

Para alguns autores, os termos agitação e mistura são usados indistintamente, porém outros apresentam diferentes conceitos para os termos. Segundo McCabe, Smith & Harriot (1993), o termo agitação se refere ao deslocamento induzido da matéria em trajetórias específicas, geralmente em movimentos circulares; já a mistura é caracterizada por uma distribuição aleatória de uma substância em outra, inicialmente separada em duas fases. Neste texto, também não será feita distinção entre os termos agitação e mistura.

A agitação possui as seguintes aplicações:

- mistura de dois líquidos miscíveis;
- dispersão de um soluto num solvente;
- produção da suspensão de um sólido finamente dividido num líquido, ou seja, manter partículas sólidas em suspensão;
- mistura de reagentes num reator químico;
- promover a transferência de calor entre o líquido e o meio de aquecimento;
- formação de emulsões.

De forma geral, a agitação fornece movimentação ao líquido no auxílio ao processamento físico, químico e taxa de transporte em diferentes aplicações. Por exemplo, a mistura de líquidos miscíveis poderá estar relacionada somente ao processamento físico se o objetivo for efetuar uma mistura homogênea ou poderá estar relacionada ao processamento químico se o objetivo for promover uma reação química. O auxílio na taxa de transporte está relacionado aos fenômenos de transferência de calor por meio da quebra do filme interfacial resistente à passagem de calor.

A agitação deve ser analisada sob vários aspectos, mas um ponto importante e essencial é a análise dentro de um processo específico. Não é indicada para fins de projeto a comparação da agitação de um processo bioquímico com um processo de cristalização, por exemplo. Cada processo apresenta particularidades que devem ser levadas em conta no projeto dos dispositivos utilizados na agitação.

Frequentemente o dispositivo de agitação apresenta mais de um propósito num mesmo processo. Por exemplo, numa reação, ao mesmo tempo em que se deseja a mistura dos reagentes, o mesmo agitador terá a finalidade de reduzir o calor da reação – se esta for exotérmica – pelo movimento do líquido na superfície da camisa de resfriamento.

Para a especificação de um equipamento para uma nova utilização e previsão de seu desempenho, uma ferramenta empírica útil é a teoria da semelhança. São realizados vários ensaios em escala menor em um sistema semelhante. A análise dos resultados dos ensaios, na base dos princípios da dinâmica dos fluidos, leva a um fator de escala para as variáveis importantes (FOUST et al., 1982).

5.3.1 Equipamentos de agitação

Para promover a agitação de líquidos, geralmente são usados alguns tipos de tanques ou de vasos agitados de formato cilíndrico com um eixo na vertical acoplado a um motor que fornecerá a potência necessária à agitação. Alguns apresentam serpentinas ou camisas para promover a troca de calor. A parte superior do vaso pode ser aberta para o ar – casos mais simples como preparo de soluções – ou ter ambiente interno fechado – processamento químico ou bioquímico. O que determinará isso serão as condições em que se deseja manter o processo, tais como: Deseja-se manter temperatura constante? Deseja-se evitar perdas por evaporação se a temperatura de processo for alta? Deseja-se acompanhar e controlar as principais variáveis de processo?

A Figura 53 mostra o desenho típico de um vaso agitado fechado com acessórios acoplados e um vaso simples aberto – que pode ser um béquer – em que o motor e o impelidor, respectivamente, são posicionados adequadamente conforme a necessidade.

O fundo do tanque pode ser arredondado, abaulado ou plano; a escolha adequada depende da aplicação. De maneira geral, utiliza-se o fundo arredondado. O objetivo é eliminar os efeitos de canto, também conhecidos como zonas mortas – se o fundo do tanque for utilizado para suspensão de sólidos, haverá uma tendência de acúmulo nessas regiões –, ou regiões onde as correntes de fluido não penetram. A profundidade do líquido é aproximadamente igual ao

diâmetro do tanque. Este é composto por agitadores ou por impelidores montados sobre um eixo que é conduzido por um motor. Existe uma relação de distância entre o impelidor e o fundo do tanque que influencia nas linhas de fluxo radial e axial – não é aconselhado que o espaço seja muito pequeno. O tanque pode ainda apresentar chicanas, que são chapas metálicas introduzidas nos vasos para provocar um distúrbio ou para direcionar o fluxo, além de maximizar a transferência de potência para o fluido e minimizar a formação de vórtices.

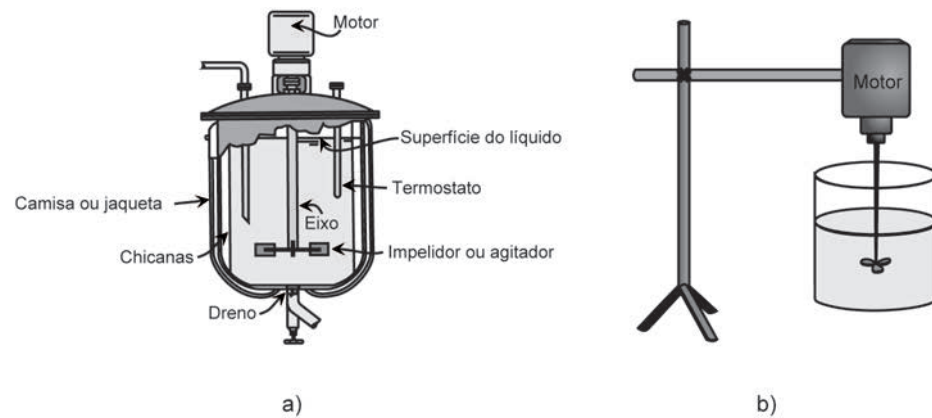


Figura 53 Desenho típico de um vaso agitado: a) fechado; b) aberto.

Comparativamente às outras operações unitárias da indústria química em geral, o projeto de equipamentos de agitação e mistura não envolve custos tão elevados, pois esses equipamentos apresentam materiais de construção relativamente simples.

As dimensões de um tanque ou vaso agitado dependem da natureza do processo de agitação e das características do fluido envolvido. Algumas dimensões características – diâmetro interno, diâmetro do impelidor, distância entre o fundo e o impelidor, altura do líquido, etc. – são padronizadas e servem para uma grande quantidade de processos, porém não são as melhores para todos os tipos. Cada caso demanda uma relação particular que forneça a maior eficiência para determinado processo. A Figura 54 apresenta as dimensões características mais utilizadas – a nomenclatura mostrada é a mesma utilizada por Gupta (1979) e Joaquim Júnior et al. (2007).

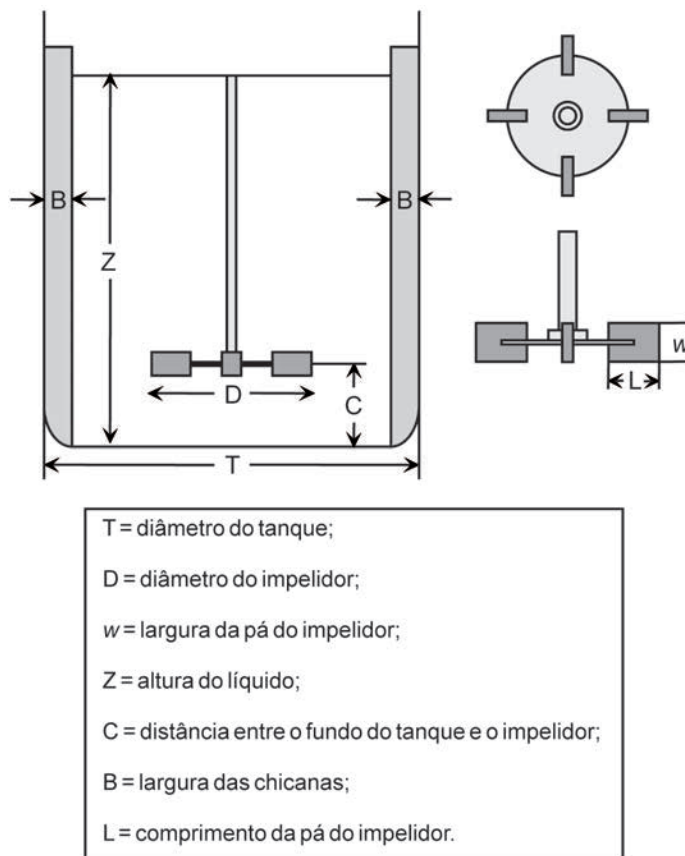


Figura 54 Dimensões características de um tanque agitado.

O projeto de um tanque agitado apresenta um grupo de variáveis que precisam ser definidas, como o tipo e a localização do impelidor, o número e a proporção das pás, as proporções do tanque (dimensionamento) e assim por diante. Essas relações afetam a taxa de circulação do líquido, os padrões de fluxo e a potência consumida. Algumas relações geométricas praticadas são (GUPTA, 1979; McCABE, SMITH & HARRIOT, 1993; JOAQUIM JÚNIOR et al., 2007):

$$\frac{D}{T} = \frac{1}{3} \left(\frac{1}{4} \text{ a } \frac{1}{2} \right) \quad \frac{Z}{T} = 1 \quad \frac{C}{T} = \frac{1}{3} \left(\frac{1}{6} \text{ a } \frac{1}{2} \right)$$

$$\frac{B}{T} = \frac{1}{12} \left(\frac{1}{10} \text{ a } \frac{1}{12} \right) \quad \frac{w}{D} = \frac{1}{5} \left(\frac{1}{4} \text{ a } \frac{1}{6} \right) \quad \frac{L}{D} = \frac{1}{4}$$

5.3.2 Impelidores ou agitadores

Os equipamentos que promovem a agitação são chamados de impelidores, agitadores ou, ainda, rotores. São dotados de pás, palhetas ou lâminas que, ao

girarem, promovem a mistura, que pode ser de líquidos, gases com líquidos ou de sólidos com líquidos. A movimentação do impelidor provoca o cisalhamento do fluido com a formação de vórtices e turbilhonamentos ao longo da massa de fluido.

Os impelidores podem ser classificados de acordo com o regime de mistura laminar ou turbulento. Para o escoamento laminar, o diâmetro do impelidor se aproxima do tamanho do tanque, uma vez que o transporte da quantidade de movimento no escoamento laminar é baixo (JOAQUIM JÚNIOR et al., 2007).

Dada a ampla variedade de aplicações, os impelidores podem assumir muitas formas. Para o escoamento laminar, é muito utilizado o agitador do tipo âncora, que ocupa quase todo o diâmetro do tanque. Esses impelidores apresentam forte componente de velocidade tangencial e fraca componente axial. O item a) da Figura 55 apresenta o desenho de um impelidor tipo âncora e o item b) da Figura 55 apresenta o detalhe do fluxo tangencial formado por esse tipo de impelidor.

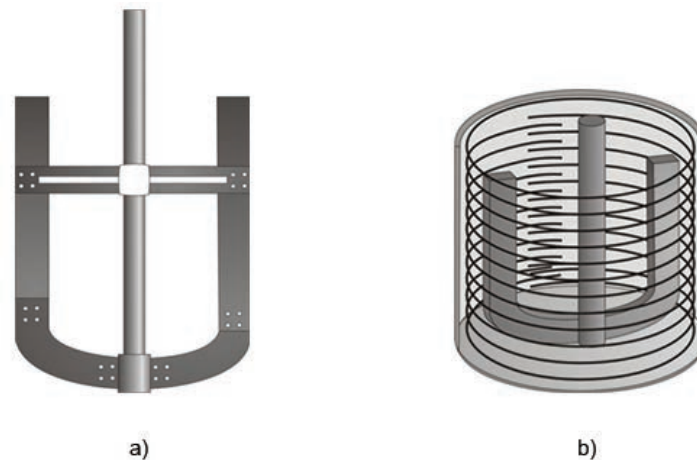


Figura 55 Desenho de um impelidor: a) impelidor tipo âncora; b) fluxo tangencial.

Para escoamento turbulento, impelidores do tipo âncora não são necessários, pois a transferência da quantidade de movimento é eficiente. Nesses casos, os impelidores são divididos em duas classes: impelidores de fluxo axial e de fluxo radial. No fluxo axial, componentes de velocidade são gerados paralelamente ao eixo do impelidor, produzindo um padrão de fluxo através de todo o volume do tanque em um único estágio. No fluxo radial, componentes de velocidade são originados na direção radial, gerando um padrão de fluxo de dois estágios, ou seja, uma circulação acima e outra abaixo do impelidor.

Incluídos nessas duas classes há três tipos principais de impelidores: os tipos pás, hélice e turbina. Esses impelidores ainda podem apresentar variações quanto à inclinação e o número de lâminas correspondente a cada modelo. Existem outros tipos que não serão detalhados aqui, pois os três principais correspondem juntos a mais de 80% das aplicações industriais.

Independentemente do tipo de impelidor, este pode gerar fluxos axiais, radiais ou tangenciais. É importante ressaltar que nenhum deles gera apenas um padrão de fluxo, mas pode apresentar a predominância de um deles. Nos impelidores tipo pás, há componentes de velocidades radiais e tangenciais. Poderá também aparecer componente axial se as pás forem inclinadas. Os industriais apresentam rotação de 20 a 150 rpm. O comprimento total do impelidor varia de 50 a 80% do diâmetro interno do tanque (JOAQUIM JÚNIOR et al., 2007).

Os impelidores tipo hélice geram componentes de fluxo axial. Operam com alta velocidade de rotação para fluidos com baixa viscosidade. Os de pequenas hélices – para vasos de menor diâmetro – geram rotações na faixa de 1.150 a 1.750 rpm; já os mais largos geram rotações na faixa de 400 a 800 rpm.

Nos impelidores tipo turbina, há uma turbulência intensa da massa fluida, que gera componentes tangenciais e radiais com predominância na direção radial, porém à custa de elevadas exigências de potência. São eficientes em uma ampla faixa de viscosidade de fluidos. Um exemplo típico do amplo uso desse tipo de impelidor está nos processos fermentativos, em que alta turbulência e tensões de cisalhamento são necessárias para promover a transferência de massa entre a fase gasosa e a fase líquida.

Outro tipo de impelidor que apresenta amplo uso são os helicoidais. São usados, em grande parte, para a mistura de ingredientes sólidos e líquidos ou para agitar massas, pastas ou lamas. A Figura 56 apresenta alguns tipos dos principais impelidores.

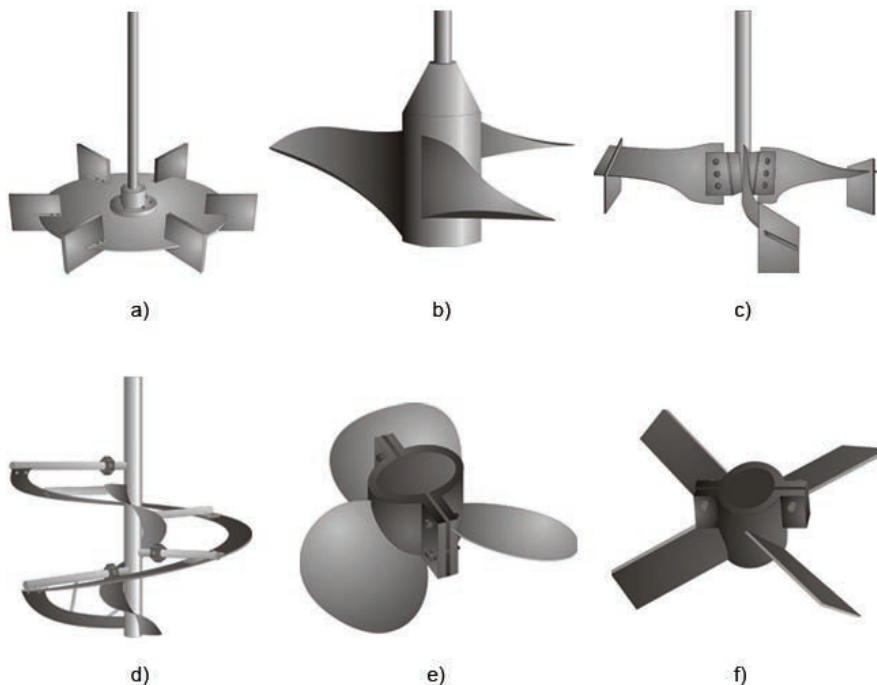


Figura 56 Impelidores: a) turbina de pás planas; b) turbina de fluxo vertical; c) impelidor de fluxo axial; d) impelidor helicoidal; e) impelidor tipo hélice; f) impelidor tipo pás.

Segundo Joaquim Júnior et al. (2007), antes de verificar a influência da geometria dos impelidores, é aconselhável observar a importância da operação de agitação para o processo como um todo. Isso deve ser feito de várias formas, sendo uma delas a mudança da velocidade de rotação do impelidor para verificar sua variação de eficiência. Se houver grande variação, a agitação será uma etapa determinante para o processo. Segundo os autores, podem ser testadas ainda mudanças que influenciam na distribuição de potência, tais como mudanças no número ou no diâmetro de impelidores e mudanças de chicanas.

5.3.3 Padrões de fluxo em tanques agitados

Vimos, pelo exposto anteriormente, que, dependendo do tipo de impelidor utilizado em um tanque agitado, podemos ter diferentes padrões de fluxo. Esses padrões de fluxo dependem também das características dos fluidos, do tamanho e da proporção do tanque, da presença de chicanas, entre outros.

Em um tanque agitado, a velocidade do fluido em qualquer ponto apresenta três componentes. O fluxo global depende da variação desses três componentes de velocidade (McCABE, SMITH & HARRIOT, 1993). Dependendo do impelidor, um componente de velocidade pode predominar sobre o outro. Um dos componentes de velocidade é o radial, que age na direção perpendicular ao eixo do impelidor. O segundo é o axial, que age na direção paralela ao eixo. O terceiro componente é o tangencial ou rotacional, que atua na direção tangente propiciando um movimento circular ao redor do eixo.

Para um eixo vertical, os componentes radiais e tangenciais estão em um plano horizontal e o componente axial está na vertical. Os componentes radiais e axiais são muito úteis, pois fornecem o fluxo necessário para promover a mistura.

No item 5.3.1, foram comentados os benefícios de incluir as chicanas nos vasos agitados. Além do que já foi comentado, as chicanas promovem uma maior mistura e favorecem a formação de uma superfície líquida livre praticamente plana. Na ausência destas, forma-se um “redemoinho”, ou vórtice, em altas velocidades. A formação desse redemoinho se dá pela ação da força centrífuga sobre o líquido. A grande desvantagem na formação do vórtice é que há uma predominância da componente tangencial, propiciando o movimento circular apenas, sem promover mistura entre os níveis. Se existirem partículas sólidas, por exemplo, pela ação da força centrífuga elas serão lançadas para fora do vórtice, ocorrendo uma concentração ao invés de uma mistura. A Figura 57 mostra o padrão de fluxo na ausência e na presença de chicanas.

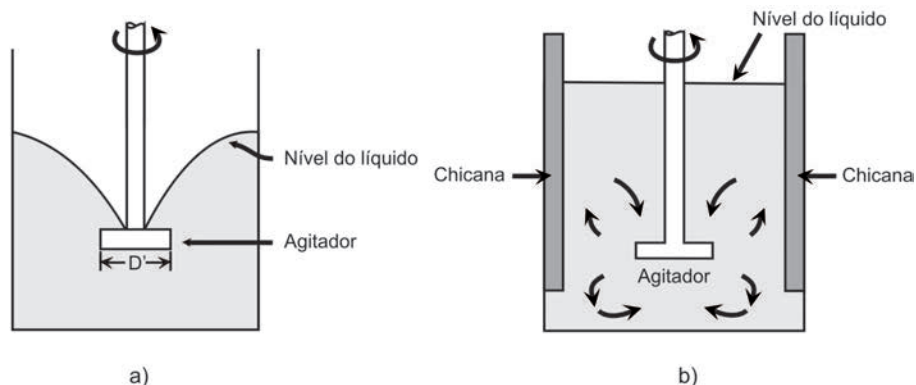


Figura 57 Padrão de fluxo: a) ausência de chicanas; b) presença de chicanas.

5.4 Potência de agitadores

O custo operacional do processo e o custo fixo do tanque são funções principalmente da potência P e do torque T_q (JOAQUIM JÚNIOR et al., 2007). O cálculo da potência e do torque é realizado por meio de outras variáveis que são importantes para o projeto de tanques agitados. Essas variáveis são a velocidade de rotação do impelidor (N) e as propriedades dos fluidos, tais como viscosidade (μ), densidade (ρ), tensão superficial (σ), condutividade térmica (k) e calor específico (C_p).

O consumo de potência, juntamente com o dimensionamento e a escolha do impelidor, são fatores determinantes no projeto de tanques agitados. Existem vários métodos na literatura especializada para a determinação da potência em agitadores, que dependem do processo, do regime de escoamento e do fluido. O movimento da lâmina do impelidor no fluido e o movimento do fluido pelas chicanas e pelas paredes provocam um atrito e um arraste que dependem da velocidade de agitação do impelidor, do modelo das lâminas e do tanque.

A análise dimensional fornece importantes adimensionais que podem ser correlacionados experimentalmente (GUPTA, 1979). A potência requerida P para agitação de uma fase líquida simples pode ser representada como (ver Figura 54 para notação):

$$P = f(\mu, \rho, g, N, D, T, w, C, B, \text{etc.}) \quad (88)$$

em que P é a potência requerida, que pode ser representada pelo adimensional N_p (número de potência) como:

$$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} = f \left[\frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu}, \frac{N^2 \cdot D}{g}, \frac{D}{T}, \frac{D}{w}, \frac{D}{Z}, \frac{D}{C}, \text{etc.} \right] \quad (89)$$

em que:

P = consumo de potência;

N = velocidade de rotação do impelidor;

D = diâmetro do impelidor;

ρ = densidade do líquido;

μ = viscosidade do líquido.

O número de potência representado, dessa forma, é usado tipicamente para escoamento turbulento e é válido somente para sistemas com semelhança geométrica na presença de chicanas.

Na Equação 89, o termo $\frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu}$ é proporcional ao termo $\frac{D \cdot \rho \cdot (\pi \cdot D \cdot N)}{\mu}$

(número de Reynolds), em que $\pi \cdot D \cdot N$ é a velocidade na ponta do impelidor.

Sendo assim, o adimensional $\frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu}$ pode ser chamado de número de Reynolds

em variáveis pertinentes à agitação. Portanto, para esses sistemas o número de Reynolds é dado por:

$$Re = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} \quad (90)$$

Nessa equação, o comprimento característico é o diâmetro do impelidor (D) e a velocidade é a da ponta do impelidor, $\pi \cdot D \cdot N$. O Reynolds é considerado laminar para valores inferiores a 10, turbulento para valores superiores a 10.000 e de transição para valores $10 < Re < 10.000$.

Da mesma forma que o Reynolds, o adimensional $N^2 \cdot D/g$ é proporcional a $(\pi \cdot D \cdot N)^2 / D \cdot g$ e representa o número de Froude (N_{FR}), que relaciona Re e P em sistemas sem chicanas. Os demais adimensionais da Equação 89 representam os efeitos de geometria, uma vez que todos os parâmetros apresentam o diâmetro do impelidor no numerador.

Uma curva muito utilizada para estimativa de consumo de potência em agitadores é a que relaciona, num gráfico *log-log*, o número de potência (P) em função do número de Reynolds (Re). A Figura 58 mostra a característica geral dessa curva.

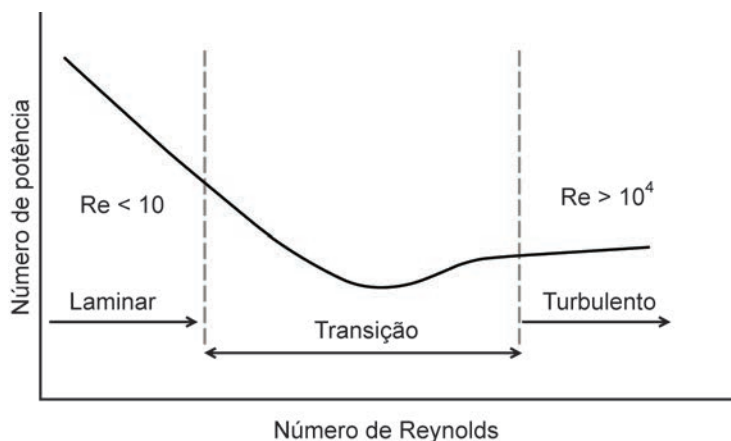


Figura 58 Característica geral da curva de potência.

Fonte: adaptada de Joaquim Júnior et al. (2007).

Podemos observar na Figura 60 que existem três regiões bem distintas no gráfico. A primeira é a região laminar com $Re < 10$, onde o coeficiente angular da curva de potência nessa região é -1 , indicando que N_p é inversamente proporcional a Re . A segunda é a região de $Re > 10^4$, indicando escoamento turbulento, que é caracterizado pela mistura vigorosa e N_p praticamente constante. A terceira é a região de transição, onde as relações de N_p e Re são mais complexas e, portanto, de difícil entendimento.

Podemos notar, então, que é possível, a partir do número de Reynolds, obter o número de potência e, por meio da Equação 89, determinar a potência requerida de um reator.

Encontram-se, na literatura, várias correlações e diagramas que fornecem o consumo de potência em função do Reynolds. Alguns autores, por meio de ensaios experimentais, avaliaram as exigências de potência na agitação de fluidos newtonianos para vários tipos de impelidores. Esses resultados foram plotados e nos permitem obter, para sistemas semelhantes, o valor de consumo de potência.

5.5 Ampliação de escala (*scale-up*)

Um importante assunto relacionado a tanques agitados é a ampliação de escala. Quando se deseja produzir ou pesquisar um novo produto, é desejável que se comece numa escala menor, geralmente em ensaios realizados em laboratório. Após exaustivo levantamento das proporções dos reagentes, das condições de operação e das quantidades e qualidade dos produtos, é desejável testar essas condições em escalas maiores.

É importante a realização de um aumento gradual de escala. Do laboratório, passa-se a uma unidade piloto e, posteriormente, a uma unidade industrial.

Em alguns casos há uma relação explícita entre o processo e os parâmetros de agitação, mas, em outros, não há essa relação. Por isso, é importante verificar primeiramente a dependência do processo em relação às condições de agitação. Como é difícil manter todas as relações de fluxo e o cisalhamento da escala menor para a maior, é necessário verificar qual o parâmetro de maior interesse para o processo.

Em algumas situações, a ampliação de escala baseia-se na constatação de que o equipamento de escala maior deve operar com a mesma intensidade de energia – mesmo consumo de potência por unidade de volume do material – que o equipamento de escala menor. Em outras situações, é a tensão de cisalhamento na ponta do rotor que deve ser mantida constante. Nas operações sensíveis à variação de velocidade, os melhores resultados são obtidos quando é mantida constante a razão torque por volume $-T_q/V$ (FOUST et al., 1982).

Como já citado no início da unidade, é utilizada a teoria da semelhança para a obtenção de fatores de escala para algumas variáveis. Há vários parâmetros de similaridade, entre os quais se situam os geométricos, dinâmicos, cinemáticos, semelhança térmica e semelhança química.

O parâmetro de similaridade mais utilizado é o da semelhança geométrica. Assim, se a configuração e dimensões do equipamento de menor escala (1) são conhecidas, as mesmas relações geométricas devem ser mantidas no de maior escala (2). Por exemplo (ver Figura 54 para notação):

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{C_2}{C_1}, \text{ etc.}$$

Ou ainda as relações:

$$\frac{T_1}{D_1} = \frac{T_2}{D_2}, \quad \frac{Z_1}{D_1} = \frac{Z_2}{D_2}, \text{ etc.}$$

Outras relações são utilizadas como critérios de aumento de escala, tais como:

$$\left(\frac{P}{V}\right) \rightarrow \text{potência por volume;}$$

$$\left(\frac{T_q}{V}\right) \rightarrow \text{torque por volume;}$$

$\left(\frac{Q^*}{V}\right) \rightarrow$ capacidade de bombeamento por volume;

Re \rightarrow número de Reynolds.

É importante destacar que, quando uma das relações se mantém constante entre as duas escalas, as outras variam e a variação de uma influencia a variação no comportamento de outra. Por exemplo, se a relação P/V permanece constante, a rotação diminui e a velocidade do impelidor e o número de Reynolds aumentam em consequência do aumento do diâmetro do impelidor.

A primeira variável que apresenta variação significativa e mais facilmente perceptível num aumento de escala é o volume e, como consequência, a superfície específica (área/volume) ou o volume específico (volume/área). Por isso, uma das primeiras análises mais utilizadas é a relação P/V .

Para processos em que a conversão de matéria-prima em produto se baseia numa conversão biológica, entre as variáveis normalmente analisadas inclui-se também a etapa de biotransformação, realizada em fermentadores ou em biorreatores convencionais. Um biorreator convencional nada mais é do que um vaso agitado, como o da Figura 53, em que, além dos acessórios convencionais – motor, eixo, impelidores, etc. –, são adicionados outros para adição e dispersão de gases – por exemplo, oxigênio se o processo for aeróbio.

Badino Júnior & Schmidell (2001) apresentaram as etapas envolvidas e os critérios de ampliação de escala utilizados em biorreatores convencionais. Segundo os autores, por causa da maior flexibilidade e dos custos de operação, na escala de bancada, deve ser avaliado o maior número de variáveis possível. Entre as principais, encontram-se as condições de temperatura, pH, composição de meio de cultura e, se o processo for aeróbio, a velocidade de consumo de oxigênio. Após exaustivo levantamento e aquisição de experiência suficiente sobre o processo, passa-se à escala piloto. Por se tratar de uma operação em maior volume e, portanto, mais onerosa, deve-se manter constante a maior parte das variáveis possíveis e definir uma grandeza – ou critério de ampliação de escala – que deverá ser a mesma na escala piloto.

Se o desempenho for adequado – semelhante à operação em escala de bancada –, conclui-se que o critério fixado está correto; caso contrário, deve-se escolher outro. Finalmente, se for economicamente viável, passa-se à escala industrial. Na escala industrial, procura-se operar o fermentador sob condições similares àquelas ajustadas na escala piloto.

* Q é a vazão volumétrica gerada pelo impelidor (quantidade de material descarregado pelo impelidor).

Segundo os autores, além das relações citadas anteriormente – potência por volume (P/V); torque por volume (T_q/V); capacidade de bombeamento por volume (Q/V) e número de Reynolds (Re) – como critérios de aumento de escala, para processos fermentativos também devem ser considerados:

$k_L a$ – constância do coeficiente volumétrico de transferência de oxigênio;

$\pi \cdot D \cdot N$ – constância da velocidade na extremidade do impelidor;

C – constância da pressão parcial ou concentração de oxigênio dissolvido;

t_m – constância do tempo de mistura.

Tempo de mistura (t_m): entre outros critérios, o tempo de mistura também é utilizado como fator de ampliação de escala. O tempo de mistura para um vaso agitado pode ser definido como o tempo medido do instante da adição de um traçador até o instante em que o líquido alcança um grau de uniformidade (JOAQUIM JÚNIOR et al., 2007). Em outras palavras, o t_m é o período de tempo necessário para homogeneização completa de um fluido agitado quando da adição de uma pequena quantidade de um fluido distinto. Além disso, o tempo de mistura pode ser utilizado como medida da intensidade de turbulência e mistura. O tempo de mistura depende principalmente do volume do tanque e da viscosidade do líquido. Existem, na literatura, algumas correlações entre o tempo de mistura (t_m) e o número de Reynolds (Re). Uma delas foi desenvolvida para o impelidor turbina de pás planas (impelidor tipo Hushton), que correlaciona a grandeza Φ e o Re, em que Φ é dado por (NORWOOD & METZNER, 1960):

$$\Phi = \frac{t_m \cdot (N \cdot D^2)^{2/3} \cdot g^{1/6} \cdot D^{1/2}}{Z^{1/2} \cdot T^{3/2}} \quad (91)$$

em que:

Φ = adimensional de tempo de mistura;

t_m = tempo de mistura;

N = velocidade de rotação do impelidor;

D = diâmetro do impelidor;

g = aceleração da gravidade;

Z = altura do líquido;

T = diâmetro do tanque.

Um esboço da curva característica do tempo de mistura adimensional em função do Reynolds é mostrado na Figura 59. Observe que, para $Re > 10^5$, o fator de tempo de mistura é praticamente constante.

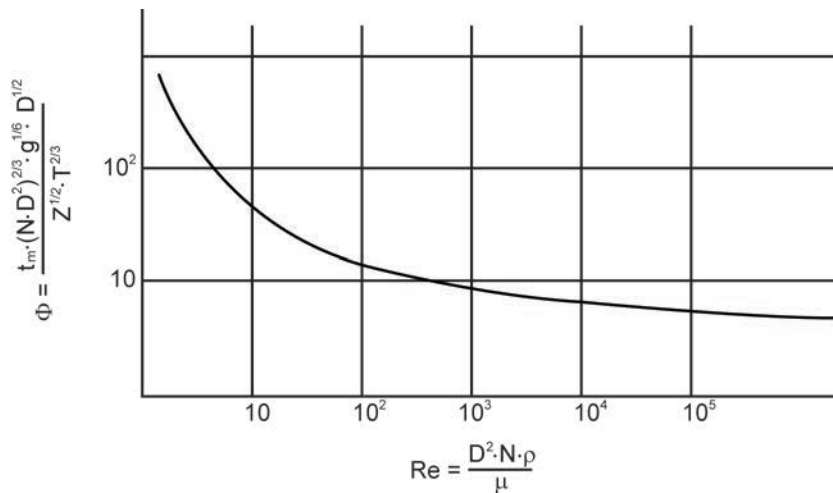


Figura 59 Curva característica do fator de mistura (F) em função de Re.

5.6 Considerações finais

Embora não estejam entre as operações unitárias predominantes na indústria sucroalcooleira, agitação e mistura são operações de grande importância na indústria química em geral. Nesta última unidade, aprendemos as noções de agitação e mistura na indústria. Embora possam parecer simples, aprendemos que vários detalhes são necessários na escolha dos dispositivos responsáveis pela agitação e mistura de fluidos.

O tema agitação e mistura é muito mais amplo do que foi apresentado aqui. Vimos os principais aspectos relacionados aos conceitos básicos, tais como os tipos de equipamentos mais utilizados e algumas variáveis envolvidas na análise de sistemas agitados envolvendo principalmente líquidos. Porém, como citado no início desta unidade, agitação e mistura também estão relacionadas a outros sistemas mais complexos, como agitação em líquidos não newtonianos, suspensão de sólidos e dispersão de gases.

Como já comentado na Unidade 1, dependendo da qualificação profissional que se deseja, não é necessário saber detalhes dos projetos envolvidos nos vários equipamentos estudados aqui. É necessário compreender os princípios básicos que os governam para auxiliar adequadamente na solução de eventuais problemas existentes na planta. Isso com certeza será uma vantagem e um diferencial na sua formação.

5.7 Estudos complementares

Esta unidade tratou apenas dos aspectos básicos envolvidos com agitação e mistura de fluidos. Se o leitor quiser aprofundar os conhecimentos no tema e se interessar por sistemas mais complexos, como suspensão de sólidos, dispersão de gases, projeto de agitadores, etc., é indicada a leitura de Joaquim Júnior et al. (2007).

REFERÊNCIAS

- BADINO JÚNIOR, A. C.; SCHMIDELL, W. Variação de escala. In: SCHMIDELL, W.; LIMA, U. A.; AQUARONE, E.; BORZANI, W. *Biotecnologia industrial*. São Paulo: Edgard Blücher, 2001. v. 2, p. 333-353.
- CARVALHO, D. F. *Instalações elevatórias: bombas*. Belo Horizonte: Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 1984.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações*. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.
- FOUST, A. S.; WENZEL, L. A.; CLUMP, C. W.; MAUS, L.; ANDERSEN, L. B. *Princípios das operações unitárias*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.
- GOMIDE, R. *Operações unitárias: operações com sistemas sólidos granulares*. São Paulo: [s.n.], 1983.
- _____. *Operações unitárias: fluidos na indústria*. São Paulo: [s.n.], 1993.
- GUPTA, S. K. *Momentum transfer operations*. São Paulo: McGraw-Hill, 1979.
- JOAQUIM JÚNIOR, C. F.; CEKINSKI, E.; NUNHEZ, J. R.; URENHA, L. C. *Agitação e mistura na indústria*. Rio de Janeiro: LTC, 2007.
- MACINTYRE, A. J. *Bombas e instalações de bombeamento*. Rio de Janeiro: LTC, 1997a.
- _____. *Equipamentos industriais e de processos*. Rio de Janeiro: LTC, 1997b.
- MORAES JÚNIOR, D. *Transporte de líquidos: bombas*. São Carlos: Gráfica da Universidade Federal de São Carlos, 1988. (Transporte de líquidos e gases, v. 1).
- McCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOT, P. *Unit operations of Chemical Engineering*. São Paulo: McGraw-Hill, 1993.
- NORWOOD, K. W.; METZNER, A. B. Flow patterns and mixing rates in agitated vessel. *AIChE Journal*, New York, v. 6, p. 432-437, 1960.
- PERRY, R. H.; CHILTON, C. H. *Manual de Engenharia Química*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.
- SILVA TELLES, P. C. *Tubulações industriais: Materiais, projeto, montagem*. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- WONGTSCHOWSKI, P. *Indústria Química: Riscos e oportunidades*. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Referências consultadas

- CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P. N. *Pumps/Compressors/Fans: Pocket Handbook*. Lancaster: Technomic Publishing Company, 1989.
- MORAES JÚNIOR, D. *Transporte de gases: ventiladores, sopradores e compressores*. São Carlos: Gráfica da Universidade Federal de São Carlos, 1988. (Transporte de líquidos e gases, v. 3).
- PORTO, R. M. *Hidráulica básica*. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, 2001.
- SHREVE, R. N.; BRINK JUNIOR, J. A. *Indústrias de processos químicos*. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1997.
- WHITE, F. M. *Mecânica dos fluidos*. São Paulo: McGraw-Hill, 2002.

SOBRE A AUTORA

Rosineide Gomes da Silva

Graduada em Engenharia Química pela Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro (UFRRJ), mestre e doutora em Engenharia Química pela Universidade Federal de São Carlos (UFSCar). Participou por dois anos em pesquisa no Laboratório de Desenvolvimento e Controle de Bioprocessos (LaDABio-UFSCar) na área de automação e inferência de bioprocessos na produção de antibióticos betalactâmicos semissintéticos por via enzimática. Atualmente é professora adjunta do Departamento de Engenharia Química da UFSCar na área de ensino de Operações Unitárias e Processos Químicos.

