

MÁQUINAS DE FLUXO

Prof.º Aline Morais da Silveira



Indaial – 2020

1ª Edição



Copyright © UNIASSELVI 2020

Elaboração:

Prof.^a Aline Morais da Silveira

Revisão, Diagramação e Produção:

Centro Universitário Leonardo da Vinci – UNIASSELVI

Ficha catalográfica elaborada na fonte pela Biblioteca Dante Alighieri

UNIASSELVI – Indaial.

S587m

Silveira, Aline Morais da

Máquinas de fluxo. / Aline Morais da Silveira. – Indaial:
UNIASSELVI, 2020.

197 p.; il.

ISBN 978-65-5663-032-8

1. Máquinas de fluxo. - Brasil. Centro Universitário Leonardo Da Vinci.

CDD 620

APRESENTAÇÃO

Prezado acadêmico! Estamos iniciando a disciplina de Máquinas de Fluxo, que abordará conhecimentos sobre as máquinas de fluxo, tanto térmicas quanto hidráulicas. Essas máquinas estão presentes em nosso cotidiano em forma de turbinas, bombas, compressores, ventiladores, entre outros equipamentos.

Através do estudo das máquinas de fluxo, é possível determinar seu desempenho, verificar quais são os melhores campos de aplicação em função de suas principais características, arranjá-las em série ou em paralelo e dimensionar instalações de bombeamento.

Este livro didático está dividido em três unidades, trazendo informações relevantes das máquinas de fluxo, permitindo compreender o funcionamento dos principais equipamentos.

A primeira unidade abordará alguns conceitos básicos, fundamentos da mecânica dos fluidos e diferentes classificações dos escoamentos. Na segunda unidade, você estudará o desempenho das máquinas de fluxo e as diferenças entre máquinas absorvedoras de trabalho e máquinas produtoras de trabalho. Por fim, na terceira unidade, você estudará mais a fundo bombas, turbinas, ventiladores, compressores e instalações de bombeamento. Ao longo destas três unidades, você também poderá aplicar os conhecimentos adquiridos realizando autoatividades, além de expandir seus conhecimentos através de leituras complementares.

Aproveite bem os conteúdos desta disciplina!

Prof.^a Aline Morais da Silveira



Você já me conhece das outras disciplinas? Não? É calouro? Enfim, tanto para você que está chegando agora à UNIASSELVI quanto para você que já é veterano, há novidades em nosso material.

Na Educação a Distância, o livro impresso, entregue a todos os acadêmicos desde 2005, é o material base da disciplina. A partir de 2017, nossos livros estão de visual novo, com um formato mais prático, que cabe na bolsa e facilita a leitura.

O conteúdo continua na íntegra, mas a estrutura interna foi aperfeiçoada com nova diagramação no texto, aproveitando ao máximo o espaço da página, o que também contribui para diminuir a extração de árvores para produção de folhas de papel, por exemplo.

Assim, a UNIASSELVI, preocupando-se com o impacto de nossas ações sobre o ambiente, apresenta também este livro no formato digital. Assim, você, acadêmico, tem a possibilidade de estudá-lo com versatilidade nas telas do celular, tablet ou computador.

Eu mesmo, UNI, ganhei um novo layout, você me verá frequentemente e surgirei para apresentar dicas de vídeos e outras fontes de conhecimento que complementam o assunto em questão.

Todos esses ajustes foram pensados a partir de relatos que recebemos nas pesquisas institucionais sobre os materiais impressos, para que você, nossa maior prioridade, possa continuar seus estudos com um material de qualidade.

Aproveito o momento para convidá-lo para um bate-papo sobre o Exame Nacional de Desempenho de Estudantes – ENADE.

Bons estudos!



BATE SOBRE O PAPO ENADE!



Olá, acadêmico!

Você já ouviu falar sobre o **ENADE**?

Se ainda não ouviu falar nada sobre o ENADE, agora você receberá algumas informações sobre o tema.

Ouviu falar? Ótimo, este informativo reforçará o que você já sabe e poderá lhe trazer novidades. ✓✓



Vamos lá!

Qual é o significado da expressão ENADE?

EXAME NACIONAL DE DESEMPENHO DOS ESTUDANTES

Em algum momento de sua vida acadêmica você precisará fazer a prova ENADE. ✓✓



Que prova é essa?

É **obrigatória**, organizada pelo INEP – Instituto Nacional de Estudos e Pesquisas Educacionais Anísio Teixeira.

Quem determina que esta prova é obrigatória... O **MEC – Ministério da Educação**.

O objetivo do MEC com esta prova é o de avaliar seu desempenho acadêmico assim como a qualidade do seu curso. ✓✓



Fique atento! Quem não participa da prova fica impedido de se formar e não pode retirar o diploma de conclusão do curso até regularizar sua situação junto ao MEC.

Não se preocupe porque a partir de hoje nós estaremos auxiliando você nesta caminhada.

Você receberá outros informativos como este, complementando as orientações e esclarecendo suas dúvidas. ✓✓



Você tem uma trilha de aprendizagem do ENADE, receberá e-mails, SMS, seu tutor e os profissionais do polo também estarão orientados.

Participará de webconferências entre outras tantas atividades para que esteja preparado para #mandar bem na prova ENADE.

Nós aqui no NEAD e também a equipe no polo estamos com você para vencermos este desafio.

Conte sempre com a gente, para juntos mandarmos bem no ENADE! ✓✓





Olá, acadêmico! Iniciamos agora mais uma disciplina e com ela um novo conhecimento.



Com o objetivo de enriquecer seu conhecimento, construímos, além do livro que está em suas mãos, uma rica trilha de aprendizagem, por meio dela você terá contato com o vídeo da disciplina, o objeto de aprendizagem, materiais complementares, entre outros, todos pensados e construídos na intenção de auxiliar seu crescimento.

Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.

Conte conosco, estaremos juntos nesta caminhada!

SUMÁRIO

UNIDADE 1 – INTRODUÇÃO ÀS MÁQUINAS DE FLUXO.....	1
TÓPICO 1 – FUNDAMENTOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS	3
1 INTRODUÇÃO	3
2 PROPRIEDADES BÁSICAS	3
3 PRINCÍPIOS DE PASCAL E ARQUIMEDES	6
4 CAVITAÇÃO	9
5 EFEITO CAPILAR.....	10
RESUMO DO TÓPICO 1.....	13
AUTOATIVIDADE	15
TÓPICO 2 – CONCEITOS BÁSICOS DE MÁQUINAS DE FLUXO.....	19
1 INTRODUÇÃO	19
2 CALOR E TRABALHO	19
2.1 CALOR	21
2.2 TRABALHO.....	24
2.3 CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUXO	27
2.3.1 Máquinas hidráulicas.....	29
2.3.2 Máquinas térmicas.....	31
LEITURA COMPLEMENTAR.....	35
RESUMO DO TÓPICO 2.....	37
AUTOATIVIDADE	39
TÓPICO 3 – ESCOAMENTOS	41
1 INTRODUÇÃO.....	41
2 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS.....	41
2.1 ESCOAMENTO VISCOZO E NÃO VISCOZO.....	42
2.2 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO.....	47
2.3 ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL E INCOMPRESSÍVEL	48
2.4 ESCOAMENTO INTERNO E EXTERNO	49
2.5 PERFIL DE VELOCIDADE	51
3 LEIS DE NEWTON.....	53
4 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO	54
RESUMO DO TÓPICO 3.....	61
AUTOATIVIDADE	63
UNIDADE 2 – APLICAÇÕES A SISTEMAS DE FLUIDOS.....	65
TÓPICO 1 – MÁQUINAS PRODUTORAS DE TRABALHO.....	67
1 INTRODUÇÃO	67
2 BOMBAS, VENTILADORES, SOPRADORES E COMPRESSORES	67
2.1 BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO.....	69
2.2 BOMBAS DINÂMICAS	72
RESUMO DO TÓPICO 1.....	81
AUTOATIVIDADE	82

TÓPICO 2 – MÁQUINAS ABSORVEDORAS DE TRABALHO	85
1 INTRODUÇÃO	85
2 TURBINAS.....	85
2.1 TURBINAS POR IMPULSO	88
2.2 TURBINAS DE REAÇÃO	89
RESUMO DO TÓPICO 2.....	93
AUTOATIVIDADE	94
TÓPICO 3 – DESEMPENHO.....	97
1 INTRODUÇÃO	97
2 TEORIA MONODIMENSIONAL.....	97
3 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE BOMBAS	98
4 DIAGRAMAS DE VELOCIDADE PARA BOMBAS.....	101
5 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS DE BOMBAS	106
6 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE TURBINAS.....	109
7 DIAGRAMAS DE VELOCIDADE PARA TURBINAS	112
8 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS DE TURBINAS.....	113
9 LEIS DE SEMELHANÇA PARA BOMBAS E TURBINAS.....	115
LEITURA COMPLEMENTAR.....	116
RESUMO DO TÓPICO 3.....	120
AUTOATIVIDADE	121
UNIDADE 3 – INSTALAÇÕES COM MÁQUINAS DE FLUXO	123
TÓPICO 1 – BOMBAS, VENTILADORES, COMPRESSORES E TURBINAS	125
1 INTRODUÇÃO	125
2 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE BOMBAS.....	125
3 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE VENTILADORES E COMPRESSORES.....	126
4 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE TURBINAS	127
5 POTÊNCIA, PERDAS E EFICIÊNCIA DE BOMBAS	128
6 POTÊNCIA, PERDAS E EFICIÊNCIA DE TURBINAS	132
RESUMO DO TÓPICO 1.....	136
AUTOATIVIDADE	138
TÓPICO 2 – BOMBAS EM SÉRIE E EM PARALELO	141
1 INTRODUÇÃO	141
2 ARRANJO DE BOMBAS EM PARALELO	141
3 ARRANJO DE BOMBAS EM SÉRIE	145
4 BOMBAS DISSIMILARES ARRANJADAS EM SÉRIE E EM PARALELO.....	148
RESUMO DO TÓPICO 2.....	150
AUTOATIVIDADE	152
TÓPICO 3 – MANÔMETROS E VÁLVULAS.....	153
1 INTRODUÇÃO	153
2 MANÔMETROS E VACUÔMETROS.....	153
3 VÁLVULAS.....	154
3.1 VÁLVULAS DE GAVETA.....	155
3.2 VÁLVULAS DE ESFERA	156
3.3 VÁLVULAS MACHO	157
3.4 VÁLVULAS DE GLOBO.....	158
3.5 VÁLVULAS DE DIAFRAGMA.....	158
3.6 VÁLVULAS ESFÉRICAS OU ROTOVÁLVULAS.....	159

3.7 VÁLVULAS BORBOLETA.....	159
3.8 VÁLVULAS ANULARES.....	160
3.9 VÁLVULAS DE RETENÇÃO.....	160
3.10 VÁLVULAS DE ALÍVIO OU DE SEGURANÇA	161
3.11 VÁLVULAS DE INCLUSÃO OU EXPULSÃO DE AR.....	161
3.12 VÁLVULAS DE CONTROLE.....	162
3.13 VÁLVULAS DE REDUÇÃO DE PRESSÃO	163
3.14 VÁLVULAS DE PRESSÃO CONSTANTE	163
3.15 REGISTRO AUTOMÁTICO DE ENTRADA DE ÁGUA EM RESERVATÓRIOS.....	163
RESUMO DO TÓPICO 3.....	164
AUTOATIVIDADE	165
TÓPICO 4 –INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO.....	167
1 INTRODUÇÃO.....	167
2 ALTURAS IMPORTANTES EM UMA INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO.....	167
3 POTÊNCIA E EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DAS ALTURAS.....	175
4 PERDAS DE CARGA.....	176
5 VELOCIDADES NAS LINHAS DE RECALQUE E DE ASPIRAÇÃO.....	184
6 GOLPE DE ARÍETE.....	187
LEITURA COMPLEMENTAR.....	189
RESUMO DO TÓPICO 4.....	191
AUTOATIVIDADE	193
REFERÊNCIAS.....	195

INTRODUÇÃO ÀS MÁQUINAS DE FLUXO

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- revisar propriedades, como a massa específica;
- entender as diferenças entre as pressões manométrica, atmosférica, absoluta e de vácuo;
- compreender fenômenos, como os princípios de Pascal, Arquimedes, cavitação e efeito capilar;
- definir calor e trabalho, compreendendo suas diferentes formas;
- classificar as máquinas de fluxo em função de suas principais características;
- entender as diferenças entre os escoamentos dos fluidos;
- reconhecer perfil de velocidade e suas particularidades;
- interpretar as equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia.

PLANO DE ESTUDOS

Esta primeira unidade está dividida em três tópicos. No decorrer da unidade, você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – FUNDAMENTOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

TÓPICO 2 – CONCEITOS BÁSICOS DE MÁQUINAS DE FLUXO

TÓPICO 3 – ESCOAMENTOS



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

FUNDAMENTOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

1 INTRODUÇÃO

Propriedade é qualquer característica de um sistema, para a qual um valor numérico é admitido. Para descrever uma propriedade são utilizadas unidades que dão nome e magnitude às dimensões, e, conseqüentemente, são indispensáveis quando falamos de propriedades de fluidos ou sistemas.

Para estudar o comportamento dos fluidos, é preciso conhecer algumas propriedades fundamentais. Neste tópico, você estudará algumas dessas propriedades, como: massa específica, volume específico, peso específico, gravidade relativa e pressão. Além dessas propriedades, também estudará os princípios de Pascal e Arquimedes, a cavitação e o efeito capilar.

2 PROPRIEDADES BÁSICAS

Para descrever um sistema e prever o seu comportamento, é importante conhecer suas propriedades e saber como elas se relacionam. Qualquer característica macroscópica de um sistema é chamada de **propriedade**, como pressão, temperatura, massa etc.

A principal característica de uma propriedade é que ela possui um valor único quando o sistema está em determinado estado, sem depender dos estados anteriores pelos quais o sistema já passou.

As propriedades termodinâmicas podem ser **intensivas**, quando não dependem da massa do sistema (como pressão, temperatura, velocidade, massa específica, volume específico etc.) ou **extensivas**, que dependem da massa do sistema (como volume, quantidade de movimento, energia cinética, entre outras).

A **massa específica** (ρ) é a massa (m) de uma substância contida em uma unidade de volume (V), sendo expressa pela Equação 01:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (01)$$

A massa específica normalmente depende da pressão (P) e da temperatura (T). Nos gases, ρ é diretamente proporcional à pressão e inversamente proporcional à temperatura, já nos líquidos, ρ geralmente não é afetada pela pressão.

A seguir, são apresentados valores de massa específica para alguns fluidos.

QUADRO 1 – MASSA ESPECÍFICA PARA ALGUNS FLUIDOS

Fluido	ρ (kg/m ³)
Ar a 0 °C	1,29
Ar a 20 °C	1,20
Amônia a 20 °C	608
Gasolina a 20 °C	680
Glicerina a 20 °C	1260
Mercúrio a 20 °C	13550
Água a 20 °C	998
Água a 50 °C	988
Água a 100 °C	958
R134a a -30 °C	1389

FONTE: Adaptado de White (2018, p. 809-810) e Çengel e Cimbala (2015, p. 943)

O **volume específico** (υ) é o inverso da massa específica, ou seja, é o volume de uma substância contida em uma unidade de massa, conforme a Equação 02:

$$\upsilon = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \tag{02}$$

O **peso específico** (γ) é o peso da unidade de volume de uma substância, sendo uma relação entre a massa específica (ρ) e a aceleração da gravidade (g), como na Equação 03:

$$\gamma = \rho \cdot g \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right] \tag{03}$$

A **gravidade específica** (GE), que também pode ser chamada de massa específica relativa, peso específico relativo ou densidade, é um valor adimensional que representa a “relação entre a massa específica de uma substância e a massa específica de alguma outra substância padrão a uma temperatura específica” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 39). A substância padrão que normalmente é utilizada é água a 4 °C ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$).

$$GE = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad (04)$$

As substâncias que possuem GE menor que 1 flutuam na água. A seguir, são fornecidos valores de gravidade específica para alguns fluidos a 20 °C e 1 atm.

QUADRO 2 – GRAVIDADE ESPECÍFICA PARA ALGUNS FLUIDOS A 20 °C E 1 ATM

Fluido	GE
Ar	0,001204
Gasolina	0,68
Mercúrio	13,6
Água	1

FONTE: Adaptado de Çengel e Cimbala (2015, p. 39)

A **pressão** (P) é outra propriedade importante com forte relação com as demais propriedades. Ela é a força normal (F) exercida por um fluido por unidade de área (A), conforme a Equação 05:

$$P = \frac{F}{A} \text{ [Pa]} \quad (05)$$

A pressão é considerada positiva quando ocorre a compressão. Sua unidade no sistema internacional é pascal (Pa), equivalente a 1 N/m². Contudo, essa unidade é muito pequena para representar a maioria das pressões práticas, então, muitas vezes, a pressão é expressa em quilopascal (1 kPa = 10³ Pa) ou em megapascal (1 MPa = 10⁶ Pa).

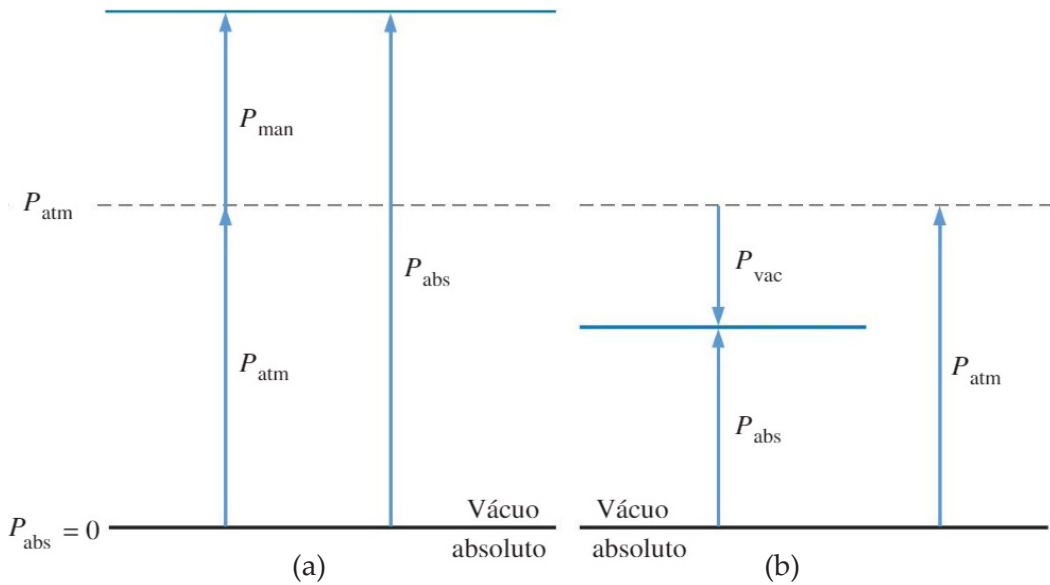
Outras unidades comuns para especificar pressão são: atmosfera padrão (atm), milímetro de mercúrio (mmHg), quilograma-força por centímetro quadrado (kgf/cm²) e bar. Essas unidades possuem as equivalências apresentadas a seguir:

$$101.325 \text{ Pa} = 1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg} = 1,0330 \text{ kgf/cm}^2 = 1,01325 \text{ bar}$$

No sistema inglês, a unidade de pressão é libra-força por polegada quadrada (lb/in^2), sendo o mesmo que psi, e 1 atm equivale a 14,696 psi. Algumas vezes as letras “a” e “g” são adicionadas às unidades de pressão, como psia e psig, indicando, respectivamente, pressão absoluta e pressão manométrica.

A **pressão absoluta** (P_{abs}) é a pressão real, medida em relação ao vácuo absoluto e utilizada na maioria das relações e tabelas termodinâmicas. A **pressão manométrica** (P_{man}) é a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica local (P_{atm}). Se a pressão manométrica está abaixo da pressão atmosférica, chama-se de **pressão de vácuo** ou pressão vacuométrica.

FIGURA 1 – RELAÇÕES ENTRE AS PRESSÕES (A) ABSOLUTA, MANOMÉTRICA E ATMOSFÉRICA E (B) ABSOLUTA, DE VÁCUO E ATMOSFÉRICA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 77)

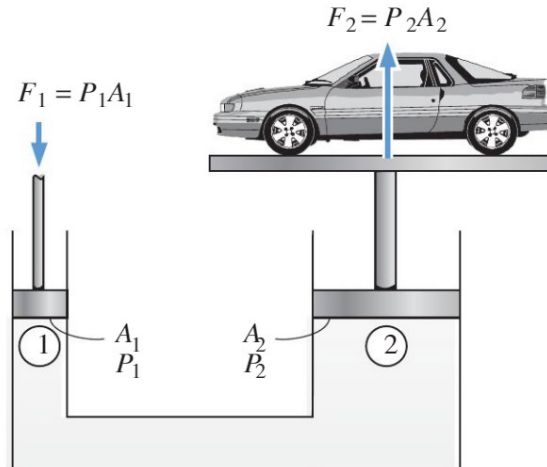
3 PRINCÍPIOS DE PASCAL E ARQUIMEDES

Quando um fluido está em repouso, alguma pressão está sendo exercida sobre ele, mas esta pressão não depende da forma ou da seção transversal do recipiente em que o fluido está contido. A pressão varia apenas com a distância vertical (altura/profundidade) e permanece constante nas demais direções, sendo igual em todos os pontos de um plano horizontal.

O **princípio de Pascal** diz que “a pressão aplicada a um fluido confinado aumenta a pressão em todo o fluido na mesma medida” e que a força aplicada por um fluido é proporcional à área da superfície que está em contato, conforme Çengel e Cimbala (2015, p. 80).

O princípio contribui para a solução de problemas que envolvem transmissão e ampliação de forças. Com ele, é possível conectar dois cilindros hidráulicos com áreas diferentes, como prensas, freios e macacos hidráulicos, fazendo com que o de área maior (Ponto 2) exerça uma força proporcionalmente maior do que a aplicada ao menor (Ponto 1). A seguir, é ilustrada uma prensa hidráulica.

FIGURA 2 – APLICAÇÃO DO PRINCÍPIO DE PASCAL



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 81)

$P_1 = P_2$, pois estão no mesmo plano horizontal. Com isso, a relação entre a força de saída ou força resistente (F_2) e a força de entrada ou força motora (F_1), é dada pela Equação 06:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \rightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (06)$$

A relação entre as áreas A_2 e A_1 é chamada de ganho mecânico ideal.



O barômetro é um dispositivo medidor de pressão que utiliza o princípio de Pascal.

Ao colocarmos um corpo em um líquido, é comum termos a impressão de que o corpo parece mais leve. Isso ocorre devido à força de flutuação (F_B), também conhecida como empuxo, que é causada pelo aumento da pressão em um fluido com o aumento da profundidade. Esta força é expressa pela Equação 07:

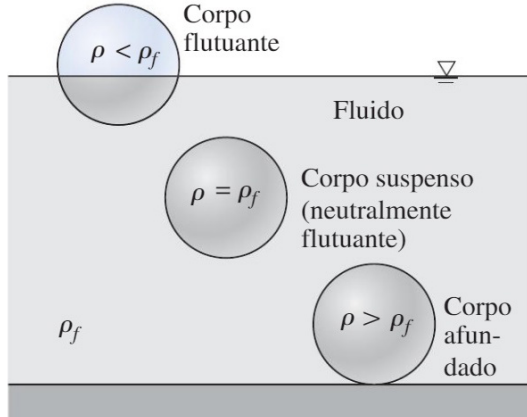
$$F_B = \rho_f gV \tag{07}$$

ρ_f é a massa específica do líquido e V é o volume do corpo.

O **princípio de Arquimedes**, de acordo com Çengel e Cimbala (2015, p. 98), diz que “a força de flutuação sobre um corpo imerso em um fluido é igual ao peso do fluido deslocado pelo corpo, e age para cima no centroide do volume deslocado”.

Para corpos flutuantes, o peso do corpo deve ser igual à força de flutuação. A seguir, são ilustradas três situações: um corpo imerso em um fluido permanecendo em repouso quando a sua massa específica é igual à massa específica do fluido, um corpo indo até o fundo quando a sua massa específica é maior que a do fluido, e subindo à superfície quando a sua massa específica é menor que a do fluido.

FIGURA 3 – CORPOS SÓLIDOS DE DIFERENTES MASSAS ESPECÍFICAS EM UM FLUIDO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 99)

Alguns exemplos dos efeitos de flutuação presentes na natureza são a elevação dos balões de gás hélio e a elevação de fluidos mais quentes, como o ar quente em um ambiente mais frio e um líquido mais quente ao ser adicionado a um recipiente com líquido em menor temperatura.

4 CAVITAÇÃO

A **temperatura de saturação** (T_{sat}) de uma substância pura é a temperatura em que ela muda de fase, sob determinada pressão, enquanto a **pressão de saturação** (P_{sat}) é a pressão em que uma substância pura muda de fase, sob determinada temperatura. Já a **pressão de vapor** (P_v) de uma substância pura, definida por Çengel e Cimbala (2015, p. 41), é a “pressão exercida por seu vapor em equilíbrio de fase com seu líquido numa dada temperatura”, sendo idêntica à pressão de saturação.

Durante o escoamento, quando a pressão de um líquido cai abaixo de P_v , ocorre sua vaporização, formando bolhas de vapor que também são chamadas de bolhas de cavitação. Essas bolhas, ao se romperem, atingem pressões muito elevadas, o que faz com que ondas de choque sejam criadas.

O fenômeno de ruptura da interface de um líquido ou da interface fluido-sólido é chamado de **cavitação**. Os líquidos, como a água, contêm muitos vazios microscópicos que agem como núcleos de cavitação. A cavitação ocorre quando esses núcleos crescem até um tamanho significativo.

A cavitação pode ser usada de forma positiva, conforme Çengel e Cimbala (2015), para limpeza ultrassônica, gravação e também corte. Entretanto, na maioria das vezes, a cavitação deve ser evitada, principalmente, em aplicações de escoamento de fluido, pois deteriora o desempenho hidrodinâmico, causa ruídos extremamente altos, níveis altos de vibração e danifica (erode) as superfícies que atinge, como pás de bombas ou turbinas.

A seguir, é apresentada a imagem da superfície de uma hélice com a erosão (detalhe), causada pelo colapso de bolhas.

FIGURA 4 – EROÇÃO DA SUPERFÍCIE DE UMA HÉLICE



FONTE: White (2018, p. 34)

É muito comum ocorrer cavitação em navios, afetando o sistema de navegação e localização sonora (sonar). Variáveis como nível do teor de gás (distribuição de núcleos) da água, temperatura e pressão hidrostática onde o corpo opera são determinantes na cavitação, podendo até dividir a cavitação em duas categorias:

- **Cavitação vaporosa:** ocorre em água com muito pouco gás arrastado, como a encontrada em locais muito profundos. Quando a velocidade de um corpo aumenta de forma significativa até o ponto em que a pressão estática local cai abaixo da pressão de vapor da água há a formação de bolhas de cavitação. Essas bolhas estão essencialmente cheias de vapor de água. Este tipo de cavitação é muito violento e barulhento.
- **Cavitação gasosa:** ocorre em água rasa, onde muito mais gás é arrastado pela água, formando mais núcleos de cavitação. As bolhas de cavitação aparecem a uma velocidade mais baixa e, portanto, com uma pressão estática maior. Elas estão predominantemente cheias com os gases arrastados pela água.

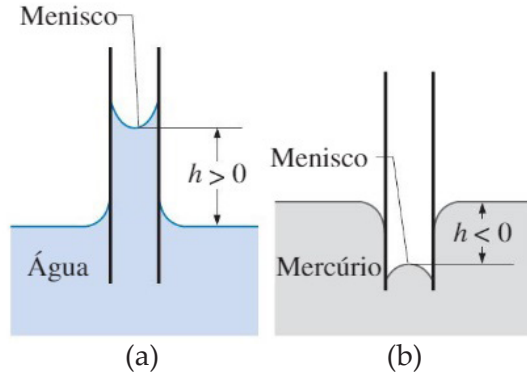
5 EFEITO CAPILAR

A força de tração que faz com que a superfície de um líquido opere como uma membrana elástica, segundo Çengel e Cimbala (2015), é a **tensão superficial** (σ). Essa tensão ocorre a partir da força de atração entre as moléculas e atua no sentido paralelo à superfície. “Sempre que um líquido está em contato com outros líquidos ou gases, ou com uma superfície gás/sólido, uma interface se desenvolve, agindo como uma membrana elástica esticada e criando tensão superficial” (FOX *et al.*, 2018, p. 34). Essa membrana possui duas características que dependem do tipo de líquido e do tipo de superfície de interface:

- Módulo da tensão superficial (σ).
- Ângulo de contato (ϕ).

A tensão superficial (σ) causa o **efeito capilar**, que é a ascensão ou a depressão de um líquido no interior de um tubo de pequeno diâmetro, imerso em líquido. O efeito capilar ocorre pela ação de forças coesivas (entre moléculas semelhantes) e forças adesivas (entre moléculas diferentes). É importante observar que quanto menor for o raio do tubo (R), maior será a ascensão ou a depressão do líquido.

FIGURA 5 – (A) ASCENSÃO CAPILAR DA ÁGUA E (B) DEPRESSÃO CAPILAR DO MERCÚRIO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 59)

Em (a), as moléculas de água são mais atraídas pelas moléculas de vidro do que pelas moléculas de água, já em (b), as moléculas de mercúrio são mais atraídas pelas demais moléculas de mercúrio do que pelas moléculas de vidro.

Você pode observar que em (a) e (b) há a presença de **menisco** curvo côncavo e convexo, respectivamente. Ele é um dos efeitos mais importantes da tensão superficial, e conseqüentemente do efeito capilar, pois pode ocorrer em tubos de manômetros e barômetros, produzindo uma leitura errônea de pressão.

Para calcular a ascensão ou a depressão capilar (H), pode ser utilizada a Equação 08:

$$H = \frac{2\sigma}{\rho g R} \cos\phi \quad [\text{m}] \quad (08)$$

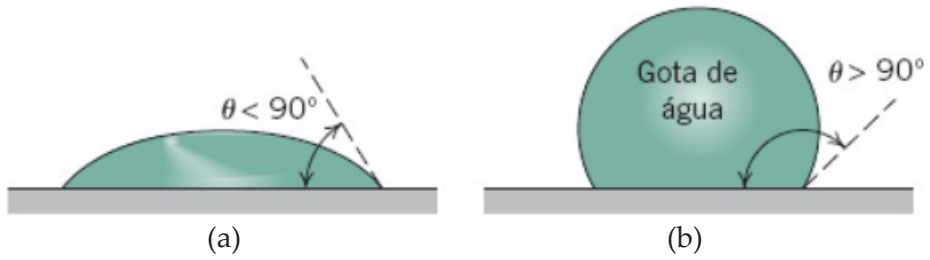
g é a aceleração da gravidade. Se H for positivo, indica que ocorre ascensão, como em (a), e se for negativo, indica que ocorre depressão, como em (b).

O **ângulo de contato** (ϕ) é outra característica importante no efeito capilar, pois é “o ângulo que a tangente à superfície líquida faz com a superfície sólida no ponto de contato” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 58). Fatores como a pureza do líquido e a limpeza da superfície interferem no ângulo de contato. Em contato com o ar atmosférico, para a água e a maioria dos outros líquidos orgânicos, o ângulo de contato pode ser considerado nulo.

A ação do efeito capilar é medida pelo ângulo de contato:

- Se $\phi < 90^\circ$: o líquido molha a superfície (Figura 6(a)).
- Se $\phi > 90^\circ$: o líquido não molha a superfície (Figura 6(b)).

FIGURA 6 – (A) SUPERFÍCIE “MOLHADA” E (B) SUPERFÍCIE “NÃO MOLHADA”



FONTE: Fox *et al.* (2018, p. 34)

RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- A massa específica é afetada pela pressão e pela temperatura, principalmente nos gases.
- O volume específico é o inverso da massa específica.
- O peso específico é uma relação entre a massa específica e a aceleração da gravidade.
- A gravidade específica representa a relação entre a massa específica de uma substância e a massa específica de alguma outra substância padrão a uma temperatura específica.
- A pressão é a força normal exercida por um fluido por unidade de área.
- A pressão absoluta é a pressão real, medida em relação ao vácuo absoluto.
- A pressão manométrica é a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica local.
- Quando a pressão manométrica está abaixo da pressão atmosférica ela é chamada de pressão de vácuo.
- O princípio de Pascal afirma que a pressão aplicada a um fluido confinado aumenta a pressão em todo o fluido na mesma medida.
- O princípio de Arquimedes diz que a força de flutuação sobre um corpo imerso em um fluido é igual ao peso do fluido deslocado pelo corpo.
- Se a massa específica de um corpo imerso em um fluido é igual à massa específica do fluido, este corpo permanece em repouso.
- Se a massa específica de um corpo imerso em um fluido é maior que a massa específica do fluido, este corpo afunda.
- Se a massa específica de um corpo imerso em um fluido é menor que a massa específica do fluido, este corpo flutua.
- A cavitação ocorre quando bolhas de cavitação atingem pressões muito elevadas e se rompem.

- A cavitação pode ser utilizada de forma benéfica, mas na maioria dos casos a cavitação deve ser evitada.
- A cavitação pode ser vaporosa em água com pouco gás arrastado e em locais muito profundos ou então gasosa em água rasa, onde muito mais gás é arrastado pela água.
- O efeito capilar é a ascensão ou a depressão de um líquido no interior de um tubo de pequeno diâmetro, imerso em líquido, em função da tensão superficial.
- Quando o ângulo de contato é menor que 90° o líquido molha a superfície, caso contrário o líquido não molha a superfície.
- Quando ocorre ascensão capilar de água significa que as moléculas de água são mais atraídas pelas moléculas de vidro do que pelas moléculas de água.
- Quando ocorre depressão capilar de mercúrio significa que as moléculas de mercúrio são mais atraídas pelas demais moléculas de mercúrio do que pelas moléculas de vidro.
- O menisco curvo pode ocorrer em tubos de manômetros e barômetros, produzindo uma leitura errônea de pressão.



1 Para estudar o comportamento dos fluidos é preciso conhecer algumas propriedades fundamentais, sendo que duas delas são a massa específica e o volume específico, duas propriedades relacionadas entre si de forma inversa, ou seja, o volume específico é o inverso da massa específica. A massa específica é mais utilizada para descrever o comportamento de líquidos, enquanto o volume específico, para gases.

Analise as afirmativas a seguir, em relação à massa e volume específicos, assinalando V para a(s) afirmativa(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- I- A massa específica de líquidos é fortemente influenciada por variações de temperatura e pressão.
- II- A massa específica de gases é diretamente proporcional à temperatura.
- III- A massa específica de gases é diretamente proporcional à pressão.
- IV- A massa específica é uma propriedade intensiva.
- V- O volume específico é uma propriedade extensiva.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () V, V, F, F, V.
- b) () F, F, V, V, F.
- c) () F, V, V, V, F.
- d) () F, V, F, V, F.

2 A pressão atmosférica é a mais conhecida e está diretamente relacionada a outras formas de pressão, como absoluta, manométrica e vacuométrica. Leia o trecho a seguir, de Souza (2008), com relação à pressão atmosférica: A chamada pressão atmosférica varia de acordo com a altitude. Ela existe porque a Terra é recoberta por uma camada de ar com aproximadamente 800 km de espessura que exerce pressão sobre tudo que está no planeta. Essa camada se modifica com a altitude e fica mais rarefeita em certos lugares, por exemplo, em regiões de grande altitude existe uma menor quantidade de partículas de ar por unidade de volume, sendo assim, a pressão diminui. Você já deve ter observado que quando jogadores brasileiros disputam competições em lugares de altitude elevada, sentem um desconforto, fadiga, falta de ar e alguns chegam até a sangrar as narinas. Esse fato é explicado pela diminuição do número de partículas de ar, causando problemas para pessoas que não estão acostumadas a essas condições.

VARIAÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA COM A ALTITUDE



FONTE: Adaptado de Pereira (2017)

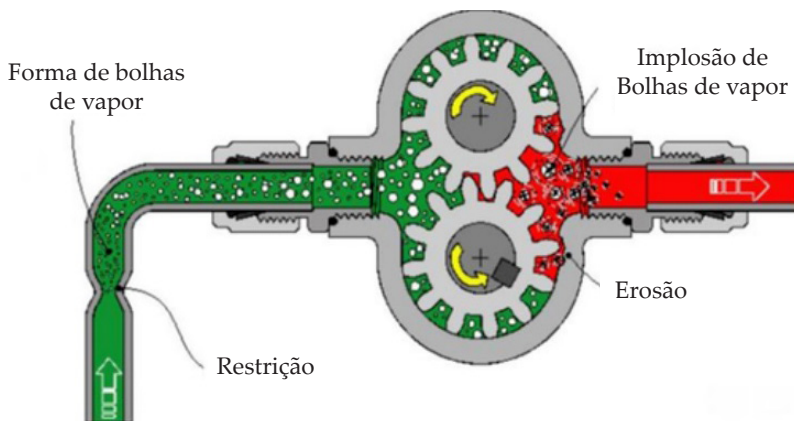
Agora analise as afirmativas a seguir em relação aos diferentes tipos de pressão e assinale V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- () Pressão atmosférica é a pressão exercida naturalmente pela atmosfera.
- () Pressão relativa também pode ser chamada de pressão manométrica.
- () Pressão absoluta também pode ser chamada de pressão total.
- () Pressão absoluta é a pressão que pode ser medida com um manômetro.
- () Pressão total é a soma das pressões atmosférica e relativa em um sistema fechado.

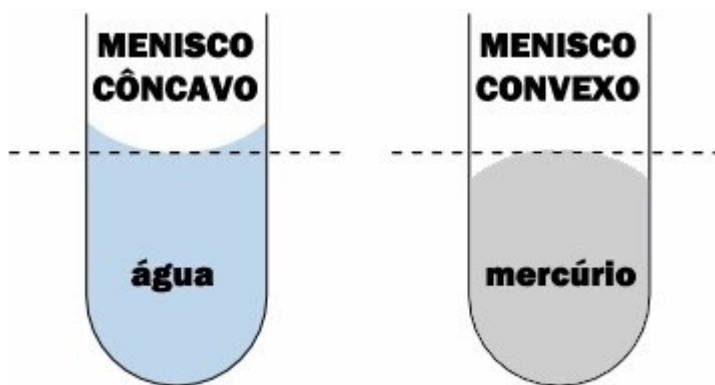
Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () V, F, V, V, V.
- b) () F, F, V, V, F.
- c) () V, V, F, F, V.
- d) () V, V, V, F, V.

3 Alguns fenômenos indesejados são comuns em máquinas de fluxo, principalmente nas hidráulicas, como a cavitação (Figura (a)), que pode causar danos estruturais irreparáveis e o menisco causado pelo efeito capilar (Figura (b)), que leva a leituras errôneas de pressão e volume. Com relação a esses dois fenômenos indesejados, explique de forma sucinta como cada um deles ocorre.



(a)



(b)

FONTE: Adaptado de Cyrino (2019) e Nicésio (2014)

CONCEITOS BÁSICOS DE MÁQUINAS DE FLUXO

1 INTRODUÇÃO

Em algumas situações de engenharia, a energia mecânica está disponível naturalmente, como com a força dos ventos, mas na maioria das situações usamos máquinas para obtermos a energia de que necessitamos. A energia pode ser proveniente da queima de combustíveis ou então do escoamento de fluidos.

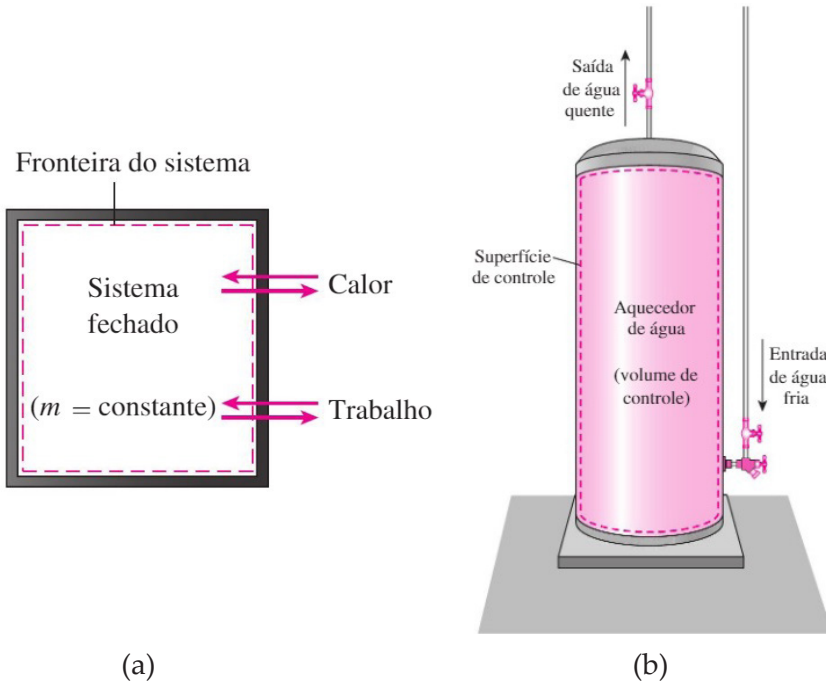
A palavra máquina possui origem do latim *machina*, que significa aparelho, estrutura, engenho, e do grego *mekhane*, indicando aparelho ou meio para obter algo, conforme Gomes (2011).

Para um melhor entendimento das máquinas de fluxo, neste tópico, você estudará as principais características de calor e trabalho, bem como a classificação das máquinas de fluxo, ou seja, as máquinas hidráulicas e as máquinas térmicas.

2 CALOR E TRABALHO

Existem duas formas de interação de energia em um **sistema fechado**, como ilustrado na Figura 7(a), ou seja, através da **transferência de calor** ou de **trabalho**. Já para o caso de um **sistema aberto**, também é possível que haja **transferência de massa**, como na Figura 7(b).

FIGURA 7 - (A) ENERGIA CRUZANDO A FRONTEIRA DE UM SISTEMA FECHADO E (B) SISTEMA ABERTO COM ENTRADA E SAÍDA DE MASSA



FONTE: Çengel e Boles (2013, p. 12 e 60)

É importante ressaltar que calor e trabalho não são propriedades, visto que dependem de mais parâmetros, além dos que definem o estado do sistema, ou seja, calor e trabalho são mecanismos de transferência de energia. Suas principais **semelhanças** são:

- Fenômenos de fronteira.
- Funções da trajetória (suas magnitudes dependem da trajetória percorrida durante o processo e também dos estados inicial e final).
- Associados a um processo e não a um estado.
- Sistemas não possuem calor ou trabalho, mas energia.

Calor e trabalho são grandezas direcionais, então é necessário que sua **magnitude** e sua **direção** sejam especificadas. De acordo com a **convenção de sinais**, citada por Çengel e Boles (2013):

- Transferência de calor da vizinhança para um sistema (Q_{ent}): positivo.
- Transferência de calor de um sistema para a vizinhança (Q_{sai}): negativo.
- Trabalho realizado por um sistema sobre a vizinhança (W_{sai}): positivo.
- Trabalho realizado pela vizinhança sobre um sistema (W_{ent}): negativo.

Se a direção da interação de trabalho ou de calor não é conhecida, ela pode ser arbitrada. Se o resultado for positivo indica que a direção arbitrada está correta, enquanto se for negativo indica que a direção da interação é a inversa.



Vizinhança é toda a massa ou região fora do sistema que está sendo estudada. O sistema é separado da vizinhança pela fronteira, que pode ser fixa ou móvel.

2.1 CALOR

O **calor** (Q) é uma forma de manifestação da energia térmica, definido como “a forma de energia transferida entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude da diferença de temperaturas” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 60). Isso indica que, para que ocorra a transferência de calor, é necessário que os sistemas não estejam à mesma temperatura. Quando eles atingem a mesma temperatura e a transferência de calor cessa, diz-se que eles alcançaram o **equilíbrio térmico**.

Como o calor só é reconhecido ao cruzar a fronteira do sistema, se um processo ocorrer sem que haja transferência de calor, este processo é chamado de **adiabático**. Isso pode se dar porque o sistema está isolado ou porque o sistema e a vizinhança estão à mesma temperatura.



Não confunda **processo adiabático** com **processo isotérmico**! Em um processo adiabático, mesmo que não exista transferência de calor, a energia, e consequentemente a temperatura, ainda podem ser alteradas de outras formas, como através de trabalho. Já em um processo isotérmico não ocorre variação de temperatura de forma alguma, mesmo que ocorra transferência de calor.

As unidades de calor, por também ser uma forma de energia, são as mesmas do trabalho, sendo que a mais comumente utilizada é o kJ.

A **transferência de calor por unidade de massa** (q) de um sistema é indicada conforme Equação 09:

$$q = \frac{Q}{m} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (09)$$

Se a **taxa de transferência de calor** (\dot{Q}) varia com o tempo, então o calor transferido durante o processo é definido pela Equação 10. Já quando \dot{Q} permanece constante, a quantidade de calor transferida é obtida através da Equação 11:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (10)$$

$$Q = \dot{Q}\Delta t = \dot{Q}(t_2 - t_1) \quad (11)$$

t_1 e t_2 são os tempos inicial e final do processo, respectivamente.

O calor pode ser transferido por três diferentes mecanismos: condução, convecção e radiação.

A **condução** é a “transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas como resultado da interação entre as partículas” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 62).

A transferência de calor por condução é proporcional à condutividade térmica do material (k). Na Figura 8(a), é apresentado o exemplo de uma coluna metálica de espessura L recebendo calor na face interna. Devido a essa espessura e à condutividade térmica do material, há uma redução da temperatura ao cruzar esta coluna, fazendo com que a temperatura da face externa seja mais baixa.

Outro exemplo de condução ocorre quando um recipiente metálico que é colocado sobre a chama de um fogão. O fogo transfere calor para o recipiente causando o seu aquecimento, sendo que quanto maior for a condutividade térmica do recipiente, mais rápido ele será aquecido.

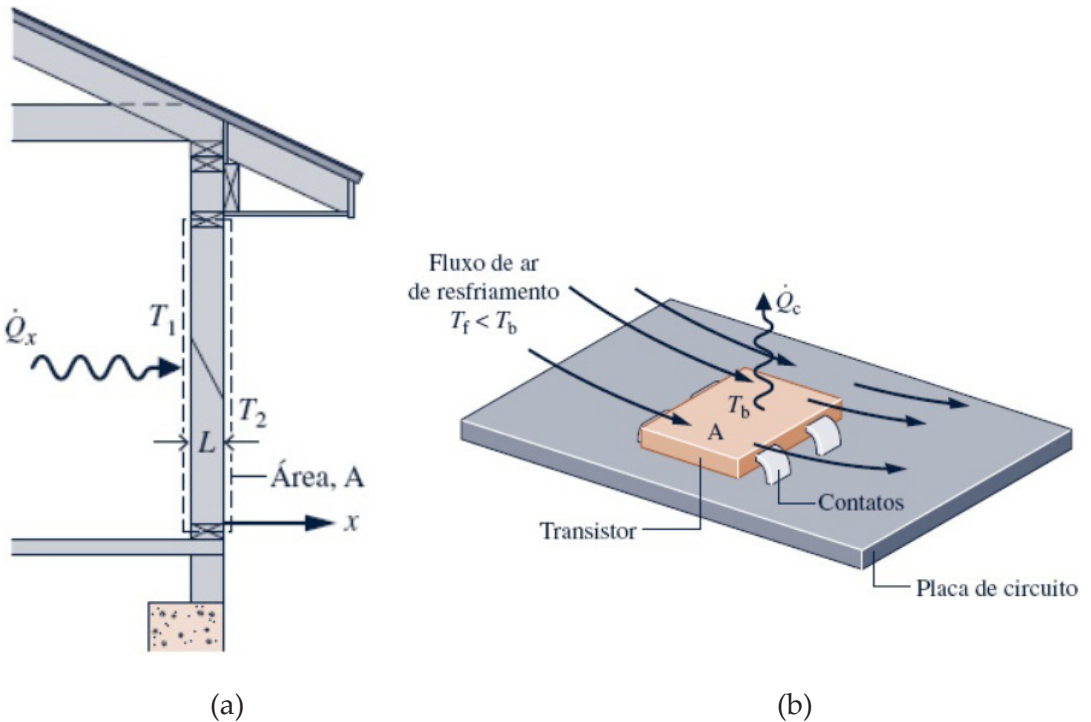
A **convecção** é a “transferência de energia entre uma superfície sólida e o fluido adjacente que está em movimento, e envolve os efeitos combinados da condução e do movimento do fluido” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 62). Para que haja transferência de calor por convecção é determinante que exista movimento. Na Figura 8(b), é apresentado um circuito eletrônico, onde há a passagem de um fluxo de ar de resfriamento (T_p) por um transmissor fazendo com que a sua temperatura seja reduzida.

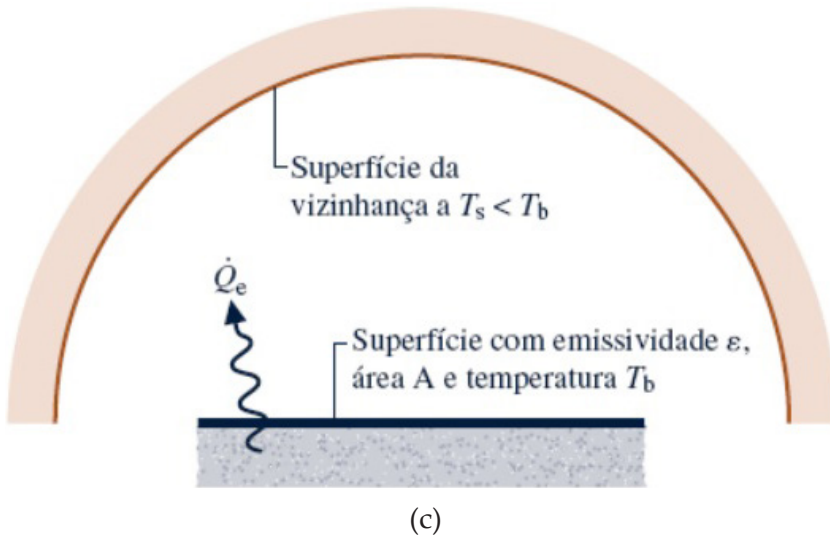
Outro exemplo da convecção ocorre no radiador a ar de um automóvel, pois, conforme este automóvel se movimenta, o ar passa pelo radiador resfriando o fluido e consequentemente o motor também, evitando possíveis panes por superaquecimento.

A **radiação** é a “transferência de energia devido à emissão de ondas eletromagnéticas. A radiação pode ser transferida através do vácuo perfeito ou se substâncias transparentes” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 62). Na Figura 8(c), é apresentado o exemplo de uma superfície com temperatura T_b e com emissividade ε transferindo energia em forma de radiação para a superfície da vizinhança que se encontra em menor temperatura.

Outro exemplo de radiação ocorre em painéis de energia solar, pois quanto menos nublado estiver o dia, maior será a radiação que incide na placa, fazendo com que, consequentemente, ocorra maior aquecimento e mais energia seja produzida.

FIGURA 8 – TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR (A) CONDUÇÃO, (B) CONVECÇÃO E (C) RADIAÇÃO





FONTE: Moran et al. (2018, p. 45-46)

2.2 TRABALHO

O **trabalho** (W) é definido termodinamicamente como uma forma de interação da energia de um sistema com sua vizinhança. Quando ocorre essa interação sem ter sido causada pela diferença de temperatura entre o sistema e a vizinhança, significa que houve trabalho.

A definição mecânica de trabalho, segundo Çengel e Boles (2013, p. 62), “é a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância”, conforme Equação 12:

$$W = F \cdot s \tag{12}$$

F é a força e s é a distância. Contudo, para que uma interação de trabalho ocorra é preciso que dois requisitos sejam cumpridos: deve haver uma força atuando sobre a fronteira e a fronteira deve ser móvel (ÇENGEL; BOLES, 2013). Como o trabalho é uma forma de energia, sua unidade no **sistema internacional** é o **joule** (J), que equivale a um newton-metro (1 N.m). A unidade mais comumente utilizada é em termos de quilojoule (1 kJ = 10^3 J). Já no **sistema inglês**, a unidade de trabalho utilizada é o **Btu**, que é a quantidade de energia necessária para elevar em 1 °F a temperatura de 1 lbm de água a 68 °F. As magnitudes de quilojoule e Btu são praticamente iguais (1 Btu = 1,0551 kJ).

No **sistema métrico**, é utilizada a **caloria** (cal) como unidade de trabalho, que é a quantidade de energia necessária para elevar em 1 °C a temperatura de 1 g de água a 14,5 °C, sendo que 1 cal equivale a 4,1868 J.

A Equação 13 demonstra como o **trabalho por unidade de massa** (w) é expresso:

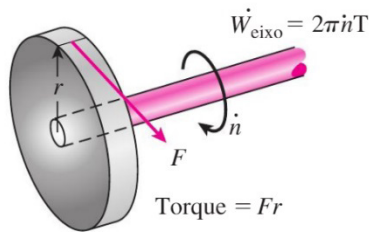
$$w = \frac{W}{m} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (13)$$

Se o trabalho é relacionado com o tempo, temos uma taxa que é chamada de **potência** (\dot{W}), conforme a Equação 14. No sistema internacional, sua principal unidade é o watt (W), equivalente a 1 J/s. Também é utilizada a unidade de cavalo-vapor (hp), principalmente para designar potência de motores de automóveis, sendo que é equivalente a 746 W.

$$\dot{W} = \frac{W}{t} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \quad (14)$$

O trabalho mecânico pode ser realizado de diferentes formas, sendo algumas delas o trabalho de eixo e o trabalho contra uma mola. O **trabalho de eixo** (W_{eixo}), conforme Figura 9, ocorre quando a energia é transmitida através da rotação de um eixo. Normalmente, o torque (T) aplicado ao eixo é constante, o que faz com que a força (F) também seja constante.

FIGURA 9 – TRABALHO DE EIXO



FONTE: Çengel e Boles (2013, p. 67)

O **trabalho** realizado durante n rotações do eixo de braço r é descrito pela Equação 15:

$$W_{\text{eixo}} = F \cdot s = \left(\frac{T}{r} \right) (2\pi r n) = 2\pi n T \quad [\text{kJ}] \quad (15)$$

A **potência** transmitida através do eixo (\dot{W}_{eixo}) é:

$$\dot{W}_{eixo} = 2\pi nT \tag{16}$$

n é o número de rotações por unidade de tempo.

O **trabalho contra uma mola** (W_{mola}) depende da relação que existe entre a força F e o comprimento da mola (x). Em molas lineares elásticas, o deslocamento x é proporcional à força aplicada, como na Equação 17:

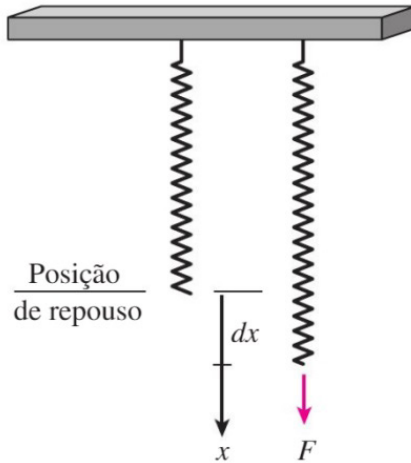
$$F = kx \text{ [kN]} \tag{17}$$

k é a constante da mola. O **trabalho** contra a mola é expresso pela Equação 18:

$$W_{mola} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \tag{18}$$

x_1 e x_2 são os deslocamentos inicial e final da mola, respectivamente, com base na posição de repouso.

FIGURA 10 – ALONGAMENTO DE UMA BOLA

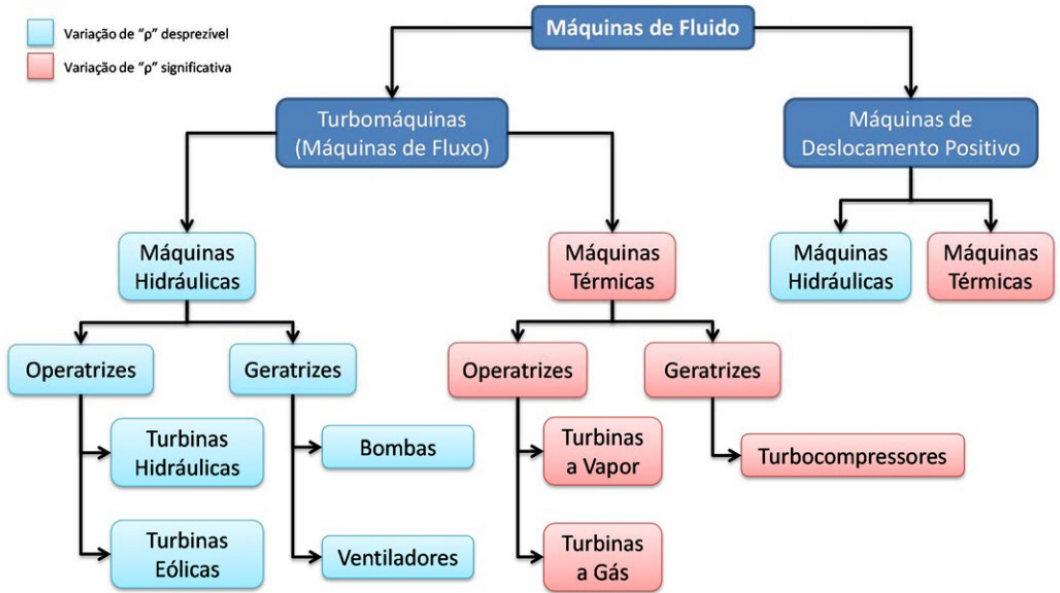


FONTE: Çengel e Boles (2013, p. 67)

2.3 CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUXO

As máquinas de fluido são máquinas que promovem a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido. As máquinas de fluxo (turbomáquinas) são uma das classificações das máquinas de fluidos, juntamente com as máquinas de deslocamento positivo, como ilustrado a seguir.

FIGURA 11 – CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS DE FLUIDO



FONTE: Germer (2014, p. 1)

A principal diferença entre estes dois grandes grupos é que nas máquinas de deslocamento positivo, o fluido fica confinado em alguma região da máquina, mesmo quando a máquina para de funcionar, enquanto nas máquinas de fluxo há o fluxo contínuo do fluido.

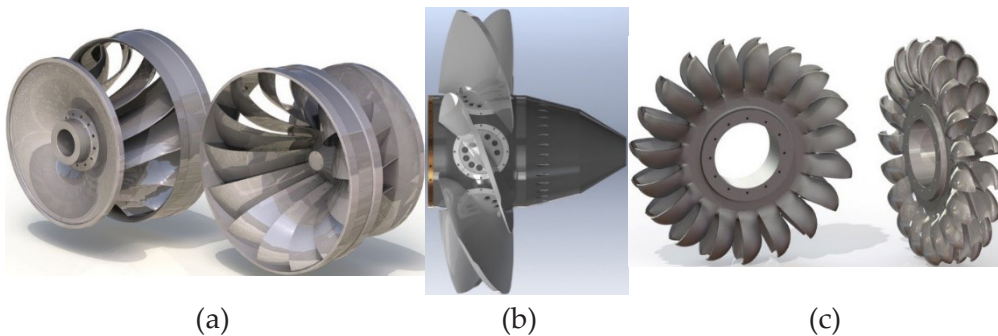
Tanto as máquinas de fluxo quanto as máquinas de deslocamento positivo podem ser subdivididas em máquinas hidráulicas e máquinas térmicas. Germer (2014) destaca que nas **máquinas hidráulicas** ocorre pouca variação da massa específica do fluido durante o processo, podendo ser considerado incompressível, enquanto nas **máquinas térmicas** há variação significativa da massa específica do fluido, não sendo possível assumir a hipótese de fluido incompressível.

As máquinas de fluido também podem ser classificadas em função do **sentido de transmissão de energia**. As **máquinas geratrizes**, como bombas, ventiladores, sopradores e compressores, transformam energia mecânica, geralmente proveniente da energia elétrica, em energia de fluido. Já as **máquinas operatrizes**, como turbinas, geradores eólicos, moinhos de vento e rodas d'água, transformam energia de fluido em energia mecânica.

Classificando as máquinas de fluido em função do **sentido de escoamento do fluido**, Germer (2014) as divide em:

- **Radiais:** onde o escoamento ocorre de forma predominante na direção radial. O fluido entra no rotor na direção axial e sai na direção radial. São máquinas que trabalham com pequenas vazões e grandes alturas de elevação, sendo que a força predominante é a força centrífuga. Um exemplo de rotor radial é o da turbina Francis, como na Figura 12(a).
- **Axiais:** onde o escoamento ocorre de forma predominante na direção do eixo, com o fluido entrando e saindo do rotor na direção axial. São máquinas que trabalham com grandes vazões, mas em pequenas alturas de elevação, sendo que a força predominante é de sustentação. Um exemplo de rotor axial é o da turbina Kaplan, como na Figura 12(b).
- **Tangencial:** onde o escoamento ocorre de forma tangente ao rotor. Um exemplo de rotor tangencial é o da turbina Pelton, como na Figura 12(c).
- **Mistas:** onde o escoamento ocorre de forma predominante na direção diagonal, mas também ocorre escoamento axial e radial.

FIGURA 12 – ROTOR (A) RADIAL, (B) AXIAL E (C) TANGENCIAL

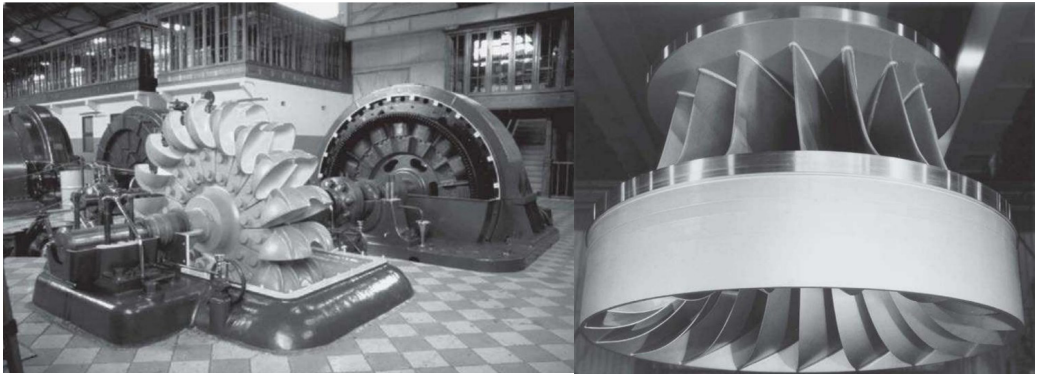


FONTE: Adaptado de Hidroenergia (2018)

Germer (2014) classifica as máquinas de fluidos em relação à **forma dos canais entre as pás do rotor** em:

- **Máquinas de ação:** nestas máquinas toda a energia do fluido é transformada em energia cinética. Os principais exemplos de máquinas de ação são a turbina Pelton da Figura 13(a) e a turbina Michell.
- **Máquinas de reação:** nestas máquinas tanto a energia cinética quanto a energia de pressão são transformadas em trabalho mecânico e vice-versa. Os principais exemplos são a turbina Francis, da Figura 13(b), a turbina Kaplan, bombas e ventiladores.

FIGURA 13 – TURBINA (A) PELTON E (B) FRANCIS



(a)

(b)

FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 836 e 840)

Germer (2014) também classifica as máquinas de fluido quanto ao **número de entradas para aspiração** e quanto ao **número de rotores**:

- **Sucção simples:** máquina com apenas uma entrada de fluido.
- **Dupla sucção:** máquina com duas entradas de fluido paralelamente ao eixo de rotação.
- **Simple estágio:** existe apenas um rotor dentro da carcaça.
- **Múltiplo estágio:** existem dois ou mais rotores associados em série dentro da carcaça.

Já os **rotores** das máquinas de fluido podem ser classificados quanto ao seu tipo em:

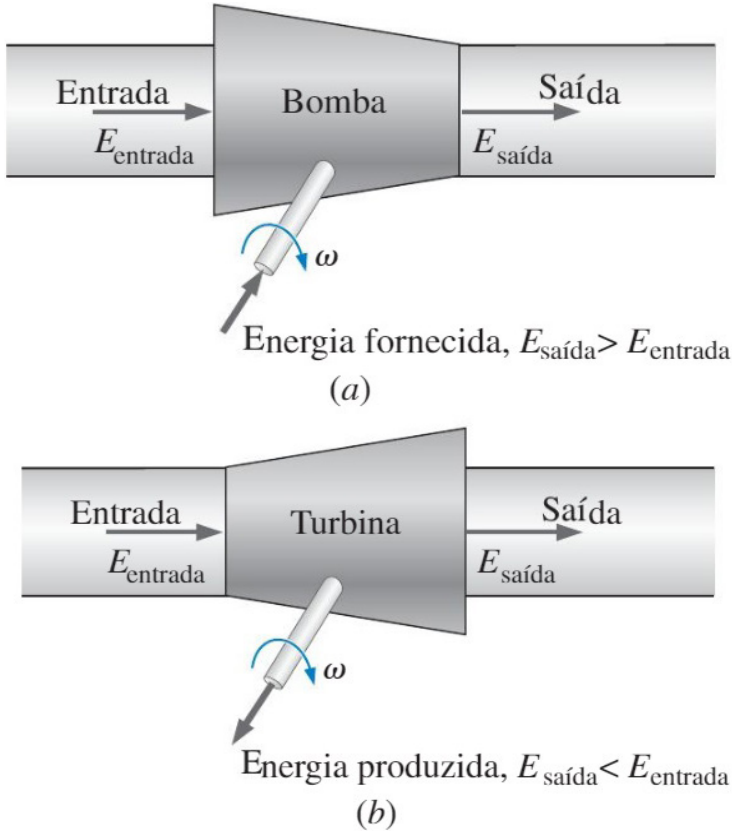
- **Aberto:** utilizado em bombas de pequenas dimensões. Tem baixa resistência estrutural e baixo rendimento. Como vantagem, destaca-se a dificuldade de entupimento, podendo ser usado para bombear líquidos sujos.
- **Semiaberto:** rotor com apenas um disco, onde são fixadas as aletas.
- **Fechado:** utilizado para bombear líquidos limpos, pois como tem dois discos com palhetas fixas é mais propenso a entupir no bombeamento de líquidos sujos. Tem como vantagem evitar a recirculação de água.

2.3.1 Máquinas hidráulicas

As máquinas hidráulicas atuam transformando energia, sendo que a sua classificação se dá em função do sentido dessa transformação, segundo Cukla, Santos e Espartel (2018):

- **Bombas:** transformam energia mecânica em energia hidráulica, conforme Figura 14(a), ou seja, adicionam energia ao escoamento;
- **Turbinas:** transformam energia hidráulica em energia mecânica, conforme Figura 14(b), ou seja, retiram energia do escoamento.

FIGURA 14 – (A) BOMBA E (B) TURBINA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 788)

A característica em comum nas máquinas hidráulicas é o **rotor**, sendo a principal peça na transmissão de energia. As turbinas geralmente estão conectadas a um **gerador**, que transmite essa carga sob a forma de energia elétrica, enquanto as bombas transferem a energia recebida no seu eixo para o fluido.

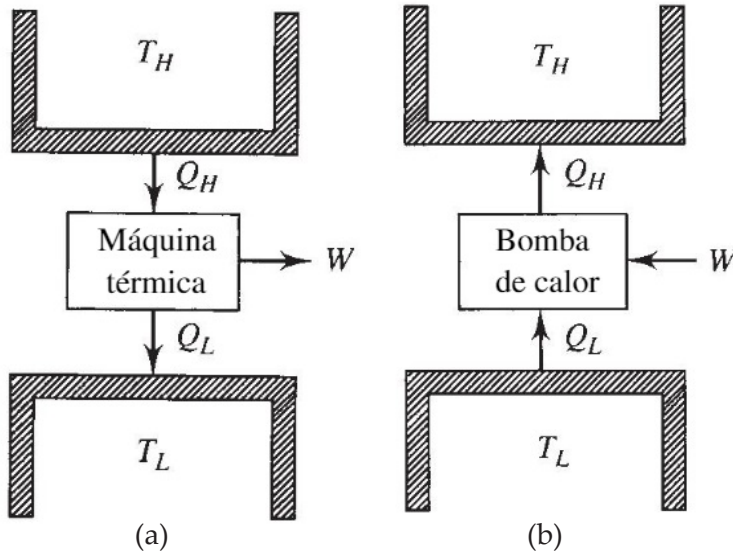
Os **fluidos de trabalho** utilizados nas máquinas hidráulicas geralmente são: água, óleo, e outros líquidos, todos considerados como incompressíveis nas aplicações normais. Também é possível utilizar o ar, sendo ele tratado como incompressível para pressões de até 1 metro de coluna d’água (aproximadamente 9,8 kPa) (GERMER, 2014).

Nas próximas unidades, veremos mais detalhes sobre máquinas hidráulicas como bombas e turbinas.

2.3.2 Máquinas térmicas

Os dispositivos que trabalham em ciclo podem ser chamados de máquinas térmicas (Figura 15(a)), bombas de calor ou refrigeradores (Figura 15(b)), se diferenciando pelo seu objetivo.

FIGURA 15 – (A) MÁQUINA TÉRMICA E (B) BOMBA DE CALOR OU REFRIGERADOR



FONTE: Potter e Somerton (2017, p. 118)

Quando o objetivo é realizar trabalho, o dispositivo é uma **máquina térmica**, que utiliza o calor (energia térmica) como fonte de energia primária, transformando em trabalho (energia mecânica). As máquinas térmicas, que também podem ser chamados de máquinas primárias, são utilizadas em ambientes industriais e meios de transporte, como motores de automóveis e usinas de potência.

Quando se deseja fornecer energia para um corpo mais quente temos uma **bomba de calor**, ou seja, as bombas de calor fornecem energia na direção oposta ao fluxo espontâneo de calor. Já quando é desejado extrair energia de um corpo, temos um **refrigerador**, que extrai energia do corpo mais frio, como um congelador.

Nas máquinas térmicas, o reservatório de maior temperatura (T_H) é chamado de **fonte**, enquanto o reservatório de menor temperatura (T_L) é chamado de **sumidouro** ou dissipador. Dentre algumas fontes, podemos citar energia solar, fornalha e reator nuclear, já como sumidouro, atmosfera, rios e lagos.

Segundo Çengel e Boles (2013), as máquinas térmicas se diferenciam das demais máquinas por algumas características específicas, como:

- Recebem calor de uma fonte de alta temperatura.
- Convertem parte desse calor em trabalho.
- Rejeitam o restante do calor.
- Operam em ciclo.

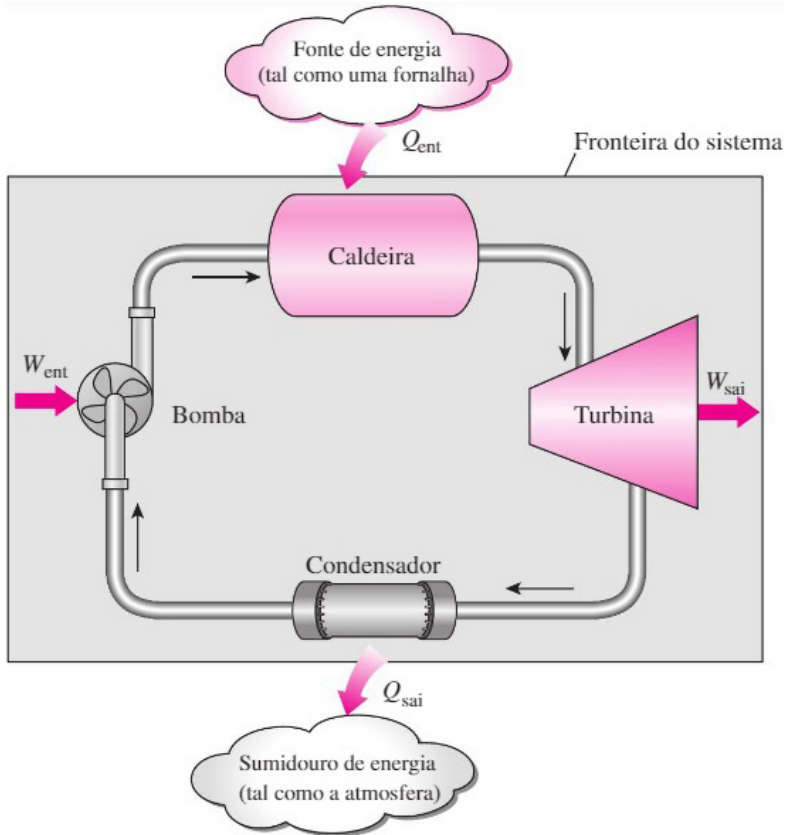
As máquinas térmicas utilizam um **fluido de trabalho** que recebe ou perde calor durante a realização do ciclo, podendo ser um gás neutro (oxigênio, hélio etc.), vapor (de água, entre outros) ou até gás de combustão (resultante da queima de combustível e oxigênio).

O princípio da conservação de energia diz que, durante uma interação, a energia pode mudar de forma, mas sua quantidade total permanece constante. Esse princípio se aplica às máquinas térmicas, pois uma parte da energia recebida em forma de calor (Q_H) é transformada em trabalho líquido (W), sendo chamado de energia útil, enquanto a outra parte é transformada em variação de energia interna, sendo degradada ou descartada (Q_L), conforme Equação 19.

$$Q_H = W + Q_L \quad (19)$$

Segundo Çengel e Boles (2013), uma instalação que se adapta à definição de máquina térmica é uma usina de potência a vapor. A caldeira atua como a fonte de calor a alta temperatura e o condensador como o sumidouro. A combustão é externa e a energia térmica liberada é transferida para o vapor sob a forma de calor. Na figura, W_{sai} representa a quantidade de trabalho realizado pelo vapor com sua expansão na turbina e W_{ent} é a quantidade de trabalho necessário para comprimir a água até a pressão da caldeira.

FIGURA 16 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UMA USINA A VAPOR BÁSICA



FONTE: Çengel e Boles (2013, p. 281)

As máquinas térmicas, classificadas em função do seu ciclo, são (TEIXEIRA; MALHEIROS, 2018):

- **Máquina térmica de ciclo fechado:** no início e no fim da realização do trabalho, as condições termodinâmicas do fluido de trabalho são as mesmas, como, por exemplo, em uma central a vapor. Nessas máquinas não há adição de massa de fluido, sendo reaproveitado a cada ciclo o fluido já existente.
- **Máquina térmica de ciclo aberto:** no início e no fim da realização do trabalho, as características termodinâmicas do fluido de trabalho não são as mesmas, como, por exemplo, em um motor à combustão. Nessas máquinas pode haver a adição de nova massa de fluido para que um novo ciclo de trabalho seja realizado.

Para casos em que ocorre a combustão para a geração da energia mecânica, as máquinas térmicas podem ser classificadas em (TEIXEIRA; MALHEIROS, 2018):

- **Máquina térmica de combustão externa:** o fluido de trabalho não entra em contato com os produtos da combustão da mistura ar-combustível, necessitando de um trocador de calor. Como exemplo deste tipo de máquina temos a caldeira a vapor.
- **Máquina térmica de combustão interna:** o fluido de trabalho é a própria mistura ar-combustível, não necessitando de um trocador de calor, o que aumenta a eficiência da máquina. Como exemplo deste tipo de máquina temos o motor de ciclo Otto.

A classificação das máquinas térmicas em função do trabalho realizado é (TEIXEIRA; MALHEIROS, 2018):

- **Máquina térmica motriz:** recebe energia térmica e transforma em energia mecânica, tendo como função o acionamento de outras máquinas.
- **Máquina térmica geratriz ou operatriz:** recebe energia mecânica e transforma em energia térmica, sendo acionada por outras máquinas.

Já sua classificação em função do tipo de transformação de energia realizada é (TEIXEIRA; MALHEIROS, 2018):

- **Máquina térmica de deslocamento positivo:** o sistema onde ocorre a transferência de energia é fechado, composto por um elemento móvel (pistão ou êmbolo) realiza movimento de translação alternada ou rotação. Alguns exemplos são compressores, motores Diesel e Otto, entre outros.
- **Máquina térmica de fluxo:** o sistema onde ocorre a transferência de energia é aberto, composto por um elemento móvel (disco ou tambor com sistema de pás) realiza movimento rotativo. Alguns exemplos são turbinas aeronáuticas, turbinas a vapor etc.

LEITURA COMPLEMENTAR**A IMPORTÂNCIA DA DINÂMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL NO ESTUDO DAS TURBOMÁQUINAS**

Zulcy Souza

A Dinâmica de Fluido Computacional (CFD) começou no final da década de 1970 e início dos anos 1980, onde se estudavam principalmente os escoamentos com interesses bélicos, em especial, o deslocamento de ar ao redor de aeronaves e projéteis. Entretanto, visto que as mesmas equações que regem os fenômenos de escoamento nestes equipamentos são as equações que se aplicam aos escoamentos de um modo geral, esta ciência rapidamente foi aplicada em outros campos da engenharia.

CFD é uma área de grande interesse para a solução de muitos problemas práticos. Como exemplos, podem ser citados problemas de aerodinâmica, termodinâmica, hidráulica, dentre outros. Para o escoamento de fluidos (gases e líquidos), os modelos matemáticos são estabelecidos com base nas equações diferenciais parciais de conservação da quantidade de movimento, da massa e da energia.

Nos casos de escoamentos laminares, os modelos são relativamente simples, contudo, como a maioria dos escoamentos que acontecem na natureza e no meio industrial são turbulentos, estes têm alto grau de complexidade.

O desenvolvimento de um projeto de simulação computacional requer uma pesquisa completa de todas as condições iniciais e de contorno do fenômeno. Durante a pesquisa de desenvolvimento do projeto, é importante que sejam obtidas as definições físicas com todas as informações das características e propriedades do processo em estudo, assim como os modelos matemáticos que devem ser aplicados no mesmo.

No decorrer dos anos, os desenvolvimentos de projetos de MFH eram estritamente desenvolvidos por um grupo reduzido de especialistas, ou seja, engenheiros que necessitavam de modelos reais, onde eram realizados os testes e estudos a fim de descrever o seu comportamento, o que tornavam essas máquinas extremamente caras, ficando a aplicação delas restritas somente aos grandes projetos.

De forma empírica, diversos modelos e teorias sobre máquinas de fluxo hidráulicas foram desenvolvidas e aprimoradas, contudo, com o avanço da tecnologia, vislumbra-se o desenvolvimento de técnicas para a otimização e a validação de tais teorias, simulando o comportamento das máquinas de forma mais eficiente e eficaz e com menor custo, a partir do uso de ferramentas computacionais.

São desenvolvidos estudos com as formas dos escoamentos (regime laminar, em transição ou turbulento), no interior das máquinas de fluxo hidráulicas, fazendo parte das diversas aplicações de elementos e análise em vários setores da

engenharia, como por exemplo, na indústria aeronáutica e automobilística. Esses tipos de análises são cada vez mais comuns em outros campos de conhecimento, como o meio ambiente, agricultura, aplicações biológicas e até em materiais porosos.

Com o CFD, é possível construir um “protótipo virtual” do sistema ou do dispositivo em estudo ou em análise e, em seguida, aplicar o maior número de condições reais possíveis (nos aspectos físicos, térmicos, químicos, etc.), resultando na construção de um modelo sob o qual será possível se realizar a visualização dos efeitos causados pela variação dos parâmetros da simulação.

Além da análise da influência das grandezas que participam do estudo, é possível visualizar e analisar as condições de trabalho e prever o desempenho virtual do elemento em estudo, obtendo ainda os parâmetros ótimos de funcionamentos e erros associados à variação das condições de operação. Assim, o próximo passo é reproduzir em laboratório, segundo as normas técnicas específicas, os testes ou ensaios com os mesmos parâmetros utilizados na simulação computacional, a fim de comparar os resultados, e em seguida retornar à simulação com os resultados do modelo real e realizar as devidas adaptações no modelo virtual.

As adaptações a serem realizadas nos modelos reais e virtuais, em processo iterativo, fornecem resultados do sistema ou processo em estudo, nos quais é possível otimizar ou desenvolver equipamentos, ferramentas, turbomáquinas, com a vantagem de redução significativa dos custos globais de desenvolvimento do projeto, isto porque, se evita a construção de modelos reais do elemento em estudo.

De forma geral, a importância do CFD em máquinas de fluxo está ligada à possibilidade de se prever quantitativamente as características de escoamento, tendo a vantagem de se visualizar todas e quaisquer alterações produzidas durante o desenvolvimento do projeto das máquinas, como por exemplo, a adoção de diferentes tipos de escoamento para as mais variadas regiões de uma máquina, ou a mudança de propriedades físicas e constantes adotadas, a fim de buscar um escoamento ótimo com a máxima eficiência da máquina de fluxo, passando por alterações das geometrias dos elementos das máquinas.

Outra importância da utilização de CFD é o uso da metodologia de se analisar os componentes da turbomáquina de forma separada, reunindo as informações e resultados dos mesmos para a utilização dos dados nos testes de laboratório. Obedeçam às condições impostas pela teoria dos modelos – que as turbomáquinas devam ser geométricas, cinemáticas e dinamicamente semelhantes aos protótipos das máquinas estudadas.

FONTE: SOUZA, Z. **Projeto de máquinas de fluxo**: tomo I, base teórica e experimental. Rio de Janeiro: Interciência; Minas Gerais: Acta, 2011.

RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Calor e trabalho são duas formas de interação de energia em um sistema fechado.
- Calor e trabalho não são propriedades e possuem magnitude e direção.
- O trabalho ocorre quando a interação da energia de um sistema com sua vizinhança, sem ter sido causada pela diferença de temperatura.
- Potência é a razão entre o trabalho e o tempo.
- O calor é uma forma de manifestação da energia térmica em função da diferença de temperaturas.
- Quando os sistemas atingem o equilíbrio térmico, a transferência de calor cessa.
- Um processo em que ocorre transferência de calor é chamado de adiabático.
- O calor pode ser transferido por três diferentes mecanismos: condução, convecção e radiação.
- A condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as partículas menos energéticas.
- A convecção é a transferência de energia entre uma superfície sólida e o fluido adjacente que está em movimento.
- A radiação é a transferência de energia devido à emissão de ondas eletromagnéticas.
- Nas máquinas de fluxo, também chamadas de turbomáquinas, há o fluxo contínuo do fluido de trabalho.
- As máquinas de fluxo podem ser divididas em máquinas hidráulicas e máquinas térmicas.
- As máquinas hidráulicas atuam transformando energia mecânica em energia hidráulica, como as bombas, ou energia hidráulica em energia mecânica, como as turbinas.
- Os fluidos de trabalho utilizados nas máquinas hidráulicas geralmente são água, óleo e outros líquidos incompressíveis nas aplicações normais.

- As máquinas térmicas trabalham em ciclo utilizando o calor como fonte de energia primária, transformando em trabalho.
- Nas máquinas térmicas, o reservatório de maior temperatura é chamado de fonte, enquanto que o reservatório de menor temperatura é chamado de sumidouro.
- As máquinas térmicas utilizam um fluido de trabalho que recebe ou perde calor durante a realização do ciclo, podendo ser um gás neutro, vapor ou até gás de combustão.
- As máquinas de fluxo podem ser geratrizes, transformando energia mecânica em energia de fluido ou operatrizes, transformando energia de fluido em energia mecânica.
- Existem outras classificações das máquinas de fluxo em função do sentido de escoamento do fluido, da forma dos canais entre as pás do rotor, do número de entradas de aspiração e do número de rotores.



- 1 Calor e o trabalho são duas formas de energia que frequentemente estão presentes, tanto em sistemas fechados quanto em sistemas abertos, sendo muitas vezes confundidos equivocadamente com propriedades, visto que na verdade são mecanismos de transferência de energia.

TIRINHA SOBRE ENERGIA



FONTE: Bastos (2011)

Analise as afirmativas a seguir, com relação às semelhanças entre calor e trabalho, assinalando V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- () Calor e trabalho são grandezas direcionais.
- () Um sistema possui calor, mas não trabalho.
- () Calor e trabalho são fenômenos de fronteira.
- () Calor e trabalho são funções da trajetória.
- () Calor e trabalho são associados a um estado.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () F, V, V, F, F.
- b) () V, V, F, V, F.
- c) () V, F, V, V, F.
- d) () V, F, F, V, F.

- 2 As máquinas de fluido promovem a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, o que pode ocorrer nos dois sentidos, ou seja, transformando a energia do fluido em energia mecânica ou então a energia mecânica em energia de fluido. As máquinas de fluido são divididas basicamente em máquinas de fluxo e máquinas de deslocamento positivo. Analise os conceitos a seguir e associe às suas características:

- 1- Máquina de fluxo.
- 2- Máquina de deslocamento positivo.
- 3- Máquina térmica.
- 4- Máquina hidráulica.

- () Pouca variação da massa específica do fluido durante o processo.
- () O fluido não fica confinado dentro da máquina em nenhum momento.
- () Há o confinamento de uma quantidade fixa de fluido de trabalho.
- () Variação significativa da massa específica do fluido durante o processo.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () 4 - 1 - 2 - 3.
- b) () 1 - 2 - 3 - 4.
- c) () 2 - 3 - 1 - 4.
- d) () 1 - 4 - 3 - 2.

ESCOAMENTOS

1 INTRODUÇÃO

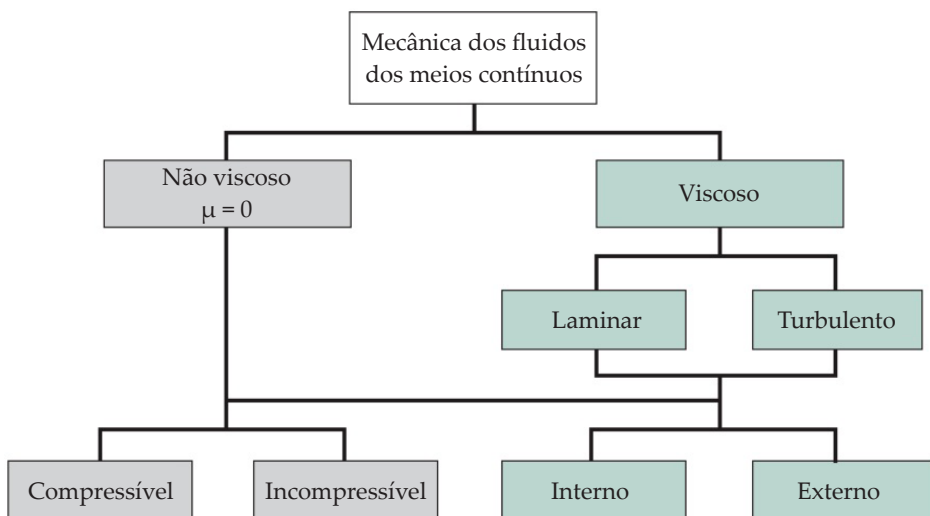
Nos tópicos anteriores, estudamos alguns conceitos como calor e trabalho, e revisamos fundamentos da mecânica dos fluidos que estão diretamente relacionados aos temas que estudaremos neste terceiro tópico e que servirão de base para as unidades seguintes.

Para finalizarmos esta primeira unidade, neste tópico, você estudará as classificações dos escoamentos, bem como o perfil de velocidade, as leis de Newton e as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

2 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS

Os escoamentos podem ser classificados de diferentes formas em função de suas características particulares. As principais classificações, conforme a figura a seguir, são: viscoso, não viscoso, laminar, turbulento, compressível, incompressível, interno e externo. Cada um desses escoamentos será apresentado com maiores detalhes ao longo deste terceiro tópico.

FIGURA 17 – CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS EM MEIOS CONTÍNUOS



FONTE: Fox et al. (2018, p. 37)

2.1 ESCOAMENTO VISCOSO E NÃO VISCOOSO

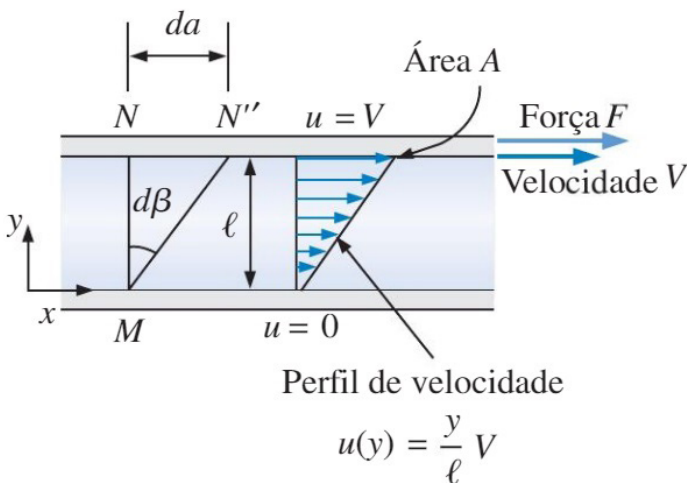
Fluidos que apresentam uma relação linear entre a tensão de cisalhamento (τ) e a taxa de deformação são chamados de **fluidos newtonianos**. Alguns exemplos destes fluidos são: água, ar e óleos. De forma contrária, os fluidos que não possuem esta relação linear são chamados de **fluidos não newtonianos**, e como exemplos podemos citar o sangue e os plásticos líquidos.

Segundo com Munson, Young e Okiishi (2004), somente massa específica e peso específico não são suficientes para caracterizar o comportamento dos fluidos, pois dois fluidos podem ter massas específicas semelhantes, mas comportamentos completamente diferentes ao escoar, sendo necessária uma propriedade específica que caracterize a fluidez. Essa propriedade é a **viscosidade**, que representa a resistência interna do fluido ao movimento, ou seja, a resistência à deformação, e influencia na força de arrasto, que é a força que o fluido exerce sobre um corpo, na direção do escoamento.

Um exemplo da ação da viscosidade ocorre ao tentar caminhar dentro de uma piscina com água, pois a água possui viscosidade muito superior à do ar, oferecendo maior resistência e dificultando seu deslocamento.

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), uma relação para a viscosidade é obtida ao considerar uma camada de fluido entre duas placas paralelas, separadas entre si por uma distância l , com a aplicação de uma força F na placa superior enquanto a placa inferior é mantida fixa.

FIGURA 18 – ESCOAMENTO LAMINAR ENTRE DUAS PLACAS PARALELAS COM A PLACA SUPERIOR MOVENDO-SE A VELOCIDADE CONSTANTE



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 51)

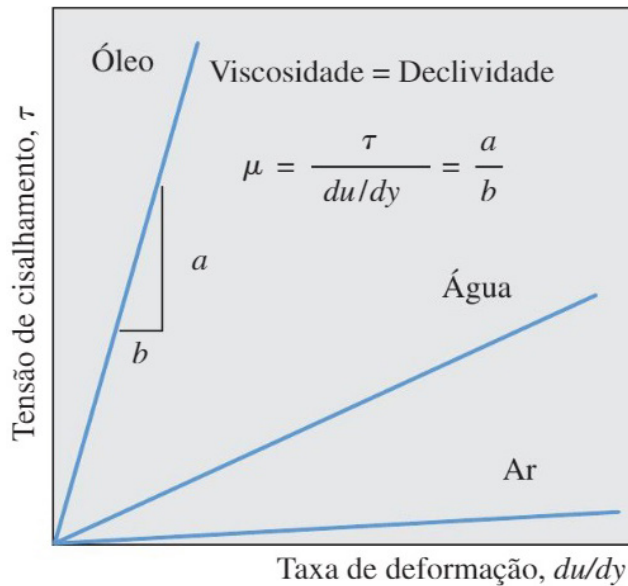
A placa superior se move a velocidade constante, sob a ação da força F , e isso faz com que o fluido se prenda à superfície e mova-se junto. A tensão de cisalhamento (τ) que age sobre esta camada de fluido, deformando-a, pode ser determinada pela Equação 20:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad [\text{Pa}] \quad (20)$$

A é a área de contato entre a placa e o fluido. Já a camada de fluido em contato com a placa inferior, devido à condição de não deslizamento, possui velocidade nula.

A relação entre a tensão de cisalhamento (τ) e a taxa de deformação (du/dy) é chamada de coeficiente de proporcionalidade (μ), que pode ser observado na Figura 19, sendo a declividade da curva. O coeficiente de proporcionalidade também pode ser chamado de **viscosidade dinâmica** ou viscosidade absoluta. Contudo, fique atento, pois essa relação só é válida para fluidos newtonianos.

FIGURA 19 – TAXA DE DEFORMAÇÃO COM RELAÇÃO À TENSÃO DE CISALHAMENTO



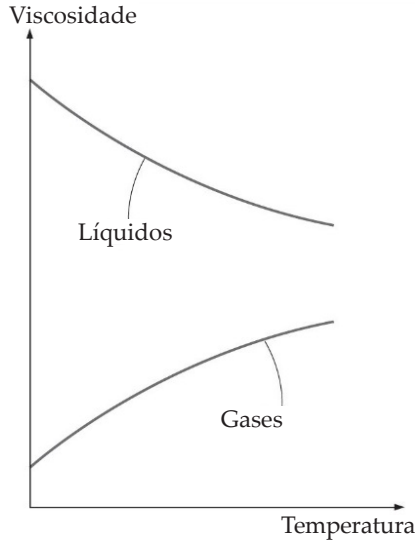
FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 52)

A viscosidade dinâmica (μ) pode ser expressa pela Equação 21:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m.s}} \right] \quad (21)$$

A seguir, você pode observar que viscosidade dos líquidos diminui com o aumento da temperatura, enquanto com os gases ocorre o inverso, e, normalmente, os líquidos possuem maior viscosidade do que os gases.

FIGURA 20 – COMPORTAMENTO DA VISCOSIDADE COM RELAÇÃO À TEMPERATURA PARA LÍQUIDOS E SÓLIDOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 53)

A razão entre a viscosidade dinâmica (μ) e a massa específica (ρ) é chamada de viscosidade cinemática (δ) e pode ser expressa pela Equação 22.

$$\delta = \frac{\mu}{\rho} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (22)$$

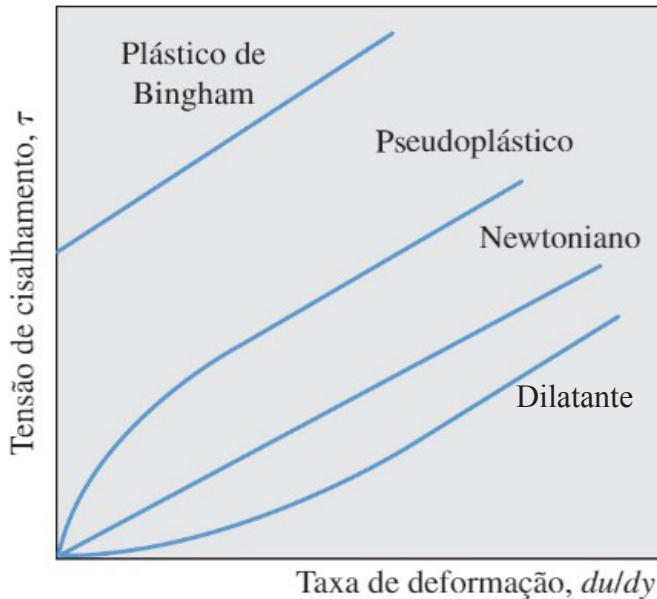
Para o caso de fluidos não newtonianos, onde a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação não é linear, a inclinação da curva é chamada de viscosidade dinâmica aparente (η), variando conforme a tensão aplicada.



Os fluidos não newtonianos em que a viscosidade dinâmica aparente aumenta com a taxa de deformação são chamados de dilatantes, por exemplo o amido, e os em que ela diminui, são chamados de pseudoplásticos, como, por exemplo, as tintas. Quando a viscosidade dinâmica aparente depende do tempo, os fluidos são classificados como tixotrópicos quando ela decresce com o tempo, como o exemplo do petróleo cru, ou reopéticos quando ela cresce com o tempo, como o exemplo da argila bentonita.

Existe também o plástico de Bingham, chamado de plástico ideal, com comportamento apresentado na Figura 21. Ele não é fluido nem sólido, pois, segundo Munson, Young e Okiishi (2004), pode resistir a uma tensão de cisalhamento finita sem se mover, se comportando como um sólido, mas ao exceder este limite de tensão, ele se comporta como um fluido. Alguns exemplos são a maionese e a pasta de dente.

FIGURA 21 – VARIAÇÃO DA TENSÃO DE CISALHAMENTO COM RELAÇÃO À TAXA DE DEFORMAÇÃO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 52)

Como nenhum fluido possui viscosidade nula, os escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos são chamados de **escoamentos viscosos**. De acordo com Çengel e Cimbala (2015), existem escoamentos em que as forças viscosas são mínimas, fazendo com que o escoamento seja considerado como **não viscoso**, sendo bastante comum na área da aerodinâmica.

Um valor que é bastante utilizado para caracterizar os escoamentos é o número de Reynolds (Re). Ele é um número adimensional e a equação geral para o seu cálculo consiste na relação entre as forças de inércia e as forças viscosas, como apresentado na Equação 23:

$$Re = \rho \frac{vL}{\mu} \tag{23}$$

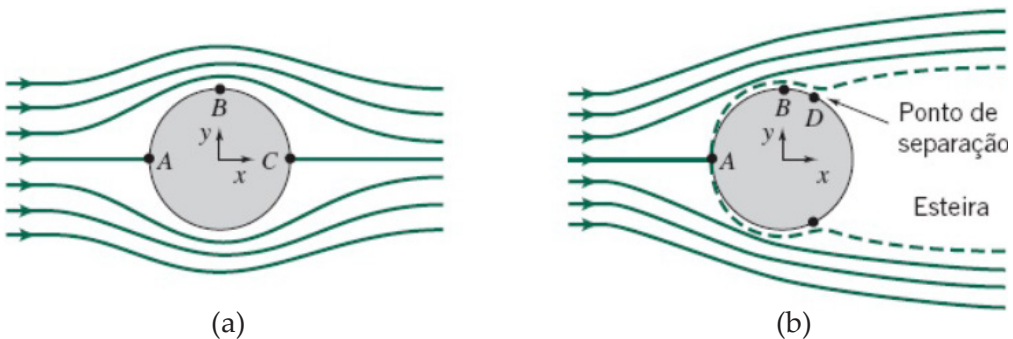
v é a velocidade e L o comprimento característico.



Comprimento característico é a razão entre o volume e a área superficial de um sólido. Em uma placa plana, o comprimento característico é o comprimento da placa, já em um duto circular equivale ao seu diâmetro.

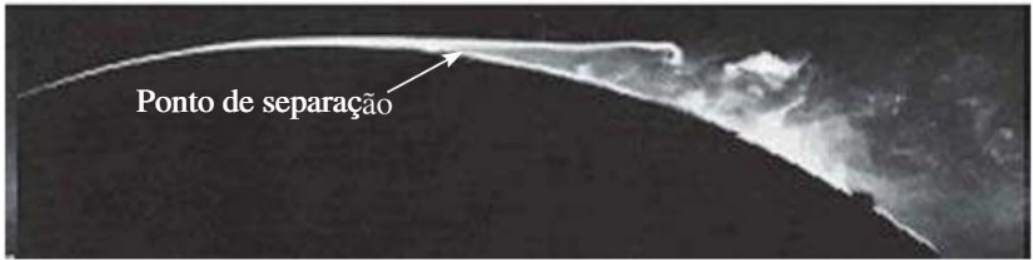
No escoamento não viscoso, como ilustrado na Figura 22(a), a velocidade do ar na vizinhança é muito baixa e a pressão muito alta, fazendo com que existam pontos de estagnação (pontos A e C), que são pontos no campo de escoamento onde a velocidade é igual a zero. Já no escoamento viscoso, como o da Figura 22(b), o atrito passa a ser relevante, pois faz com que a velocidade aumente rapidamente e surja o ponto de separação (ponto D), também mostrado na Figura 23, onde as partículas se afastam da superfície e desenvolvem uma espécie de esteira.

FIGURA 22 – ESCOAMENTO (A) NÃO VISCOSO E (B) VISCOSO AO REDOR DE UMA ESFERA



FONTE: Fox et al. (2018, p. 38)

FIGURA 23 – SEPARAÇÃO DO ESCOAMENTO SOBRE UMA SUPERFÍCIE CURVA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 9)

De acordo Fox *et al.* (2018), a formação da esteira ocorre porque a partícula se movimenta ao longo da superfície, se deslocando de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão, o que causa a diminuição da sua velocidade. Também há o efeito do atrito, diminuindo a velocidade do fluido, o que pode levar as partículas ao repouso, fazendo com que elas se afastem da superfície da esfera pela ação das partículas seguintes.

2.2 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO

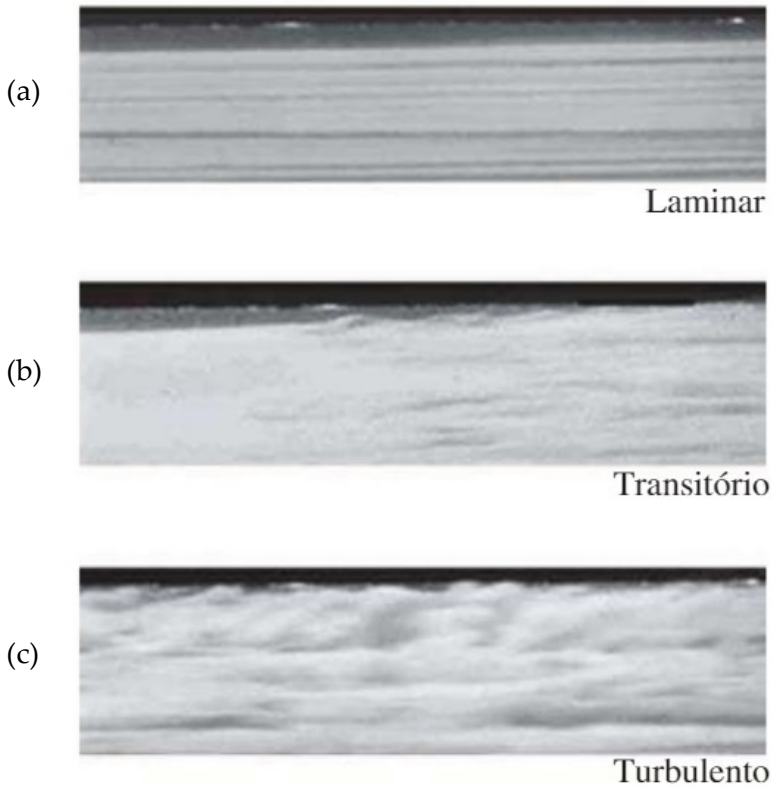
No escoamento de um fluido, as partículas percorrem uma trajetória e, dependendo dessa trajetória e, conseqüentemente, da ordenação das partículas, o escoamento pode ser classificado como laminar ou turbulento.

No **escoamento laminar** (Figura 24(a)), o movimento do fluido ocorre de forma ordenada, onde as partículas se deslocam em camadas lisas ou lâminas, muito comum em fluidos com elevada viscosidade em baixas velocidades.

Quando ocorre um movimento desordenado do fluido, com partículas se misturando aleatoriamente e normalmente em altas velocidades, há um **escoamento turbulento** (Figura 24(c)). Este tipo de escoamento, segundo Fox *et al.* (2018), na maioria dos casos, não é desejado, pois causa resistência ao escoamento e também dificuldade de análise.

Em muitas situações, pode ocorrer a transição entre o escoamento laminar e o escoamento turbulento, como na Figura 24(b).

FIGURA 24 – ESCOAMENTO (A) LAMINAR, (B) TRANSITÓRIO E (C) TURBULENTO SOBRE UMA PLACA PLANA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 11)

2.3 ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL E INCOMPRESSÍVEL

Quando ocorre aplicação de pressão, os fluidos se comportam como sólidos elásticos, comprimindo quando são resfriados ou pressurizados e se expandindo quando são aquecidos ou despressurizados. A variação de volume que ocorre não é igual para todos os fluidos, pois depende diretamente da variação da massa específica.

Se a massa específica variar ao longo do tempo, o que faz com que o volume do fluido seja alterado, tem-se um **escoamento compressível**, bastante comum em gases. Já se a massa específica permanecer praticamente constante ao longo do tempo, não variando de forma significativa o volume de fluido, ocorre um **escoamento incompressível**, comum em líquidos.



Em alguns casos, quando há escoamento de líquido em altas pressões, a compressibilidade pode ter efeitos significativos.

As mudanças de pressão (P) e de massa específica (ρ) – ou volume específico (ν) – quando a temperatura é mantida constante estão relacionadas pelo coeficiente de compressibilidade (k). Esse coeficiente pode ser definido pela Equação 24:

$$k \cong -\frac{\Delta P}{\Delta \nu / \nu} \cong \frac{\Delta P}{\Delta \rho / \rho} \quad [\text{Pa}] \quad (24)$$

O sinal negativo na relação indica que o aumento da pressão resulta na redução do volume específico, já a massa específica aumenta com o aumento da pressão. Um valor elevado de k indica que é necessária uma grande variação de pressão para causar uma pequena variação de volume. Para os líquidos, que podem ser considerados incompressíveis, os valores de k são elevados, já para um gás ideal, k é igual à P .

2.4 ESCOAMENTO INTERNO E EXTERNO

Um escoamento de um fluido quando ocorre dentro de um tubo ou duto, sendo completamente envolto por uma superfície sólida, é considerado um **escoamento interno**. Já quando ocorre sobre uma superfície, como placa ou tubo, é considerado um **escoamento externo**. Conforme Fox *et al.* (2018, p. 42), “tanto o escoamento interno quanto o externo podem ser laminares ou turbulentos, compressíveis ou incompressíveis”. No escoamento interno em um tubo, o número de Reynolds pode ser definido pela Equação 25:

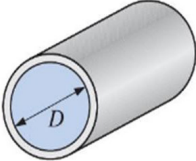
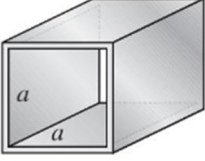
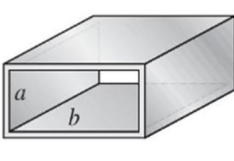
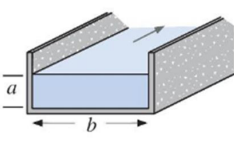
$$Re = \frac{\rho \nu D_H}{\mu} \quad (25)$$

v é a velocidade média do escoamento e D_H é o diâmetro hidráulico, sendo este último definido pela Equação 26:

$$D_H = \frac{4A_C}{p} \tag{26}$$

A_C é a área da seção transversal do tubo e p é o perímetro molhado. A seguir, são apresentados alguns diâmetros hidráulicos mais comuns.

QUADRO 3 – DIÂMETRO HIDRÁULICO

Tubo circular	Duto quadrado	Duto retangular	Canal
			
$D_H = \frac{4\left(\pi D^2/4\right)}{\pi D} = D$	$D_H = \frac{4a^2}{4a} = a$	$D_H = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$	$D_H = \frac{4ab}{2a+b}$

FONTE: Adaptado de Çengel e Cimbala (2015, p. 350)

Segundo Çengel e Cimbala (2015), a classificação de um escoamento em tubo circular em função do número de Reynolds é:

- Escoamento laminar: $Re \leq 2300$
- Escoamento transitório: $2300 \leq Re \leq 4000$
- Escoamento turbulento: $Re > 4000$

Já para um escoamento externo sobre uma placa, o número de Reynolds pode ser definido de forma mais específica pela Equação 27:

$$Re = \frac{\rho v_x x}{\mu} \tag{27}$$

v_x é a velocidade imediatamente do lado de fora da camada limite e x é o comprimento da placa.

Fique atento, pois no escoamento externo em uma placa, a camada limite sempre inicia de forma laminar, posteriormente desenvolvendo região de transição e turbulenta, caso a placa seja longa o suficiente. Você verá mais detalhes sobre a camada limite na próxima seção.

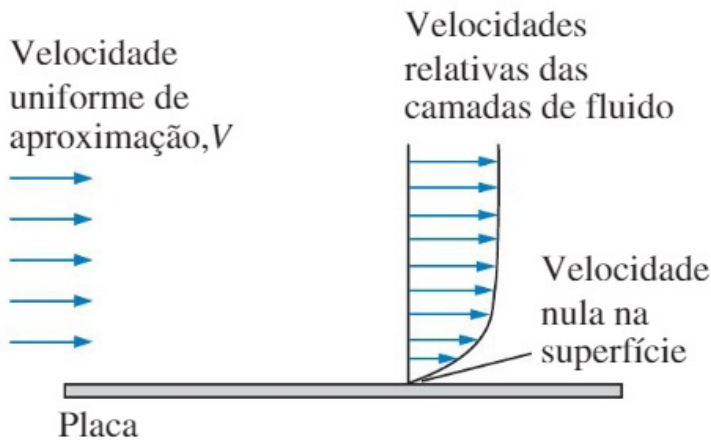
2.5 PERFIL DE VELOCIDADE

Vimos, anteriormente, que a viscosidade determina o comportamento do escoamento de um fluido, onde as forças viscosas atuam na direção oposta ao movimento do fluido. Quanto menor a viscosidade do fluido, menor será a sua resistência ao escoamento. Fluidos como água e álcool escoam com maior facilidade que fluidos como óleo e mel.

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), o escoamento de um fluido pode ser dividido em duas regiões: a **camada limite**, que fica próxima às paredes, onde os efeitos do atrito são significativos e a velocidade aumenta rapidamente, e a **camada externa**, onde os efeitos do atrito são desprezíveis.

Um fluido que escoar sobre uma superfície sólida não porosa possui velocidade nula em relação a essa superfície, agindo como se estivesse grudado nela. Esse comportamento é conhecido como **condição de não deslizamento**.

FIGURA 25 – FLUIDO ESCOANDO SOBRE UMA PLACA PLANA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 9)

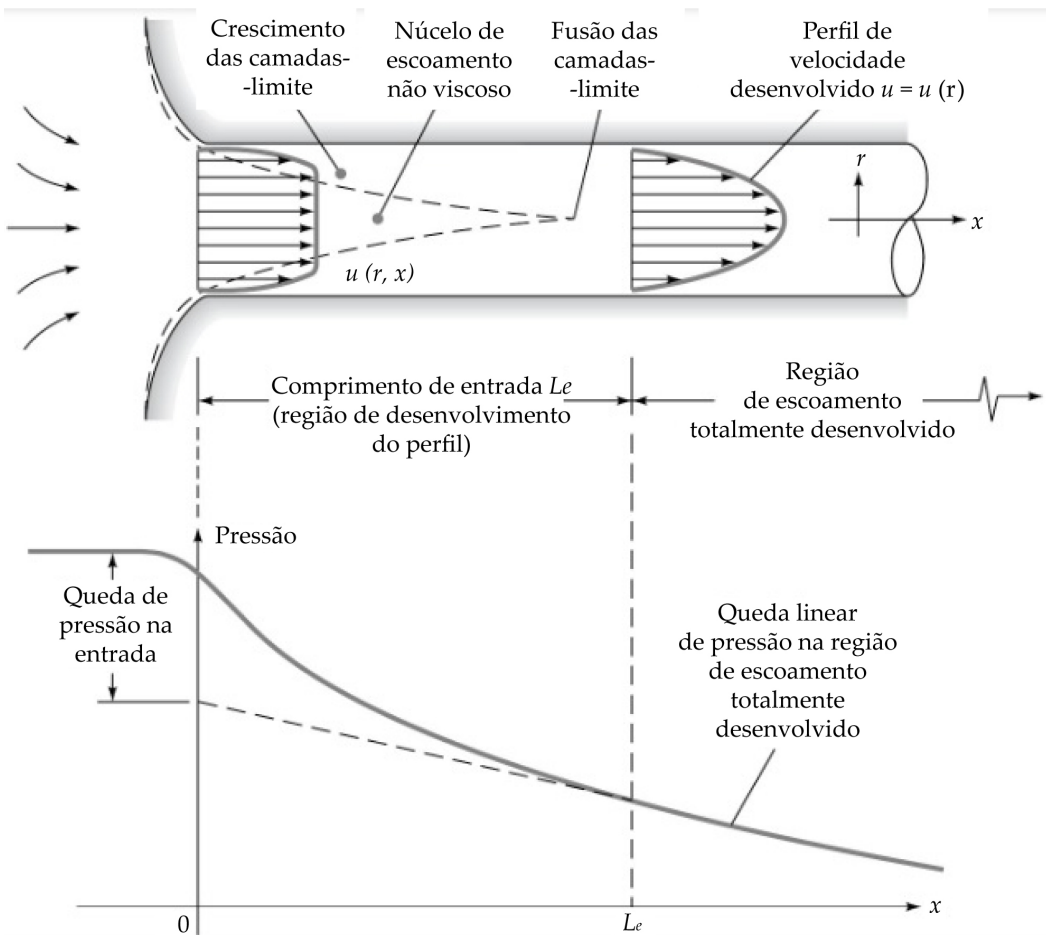
A condição de não deslizamento é responsável pela formação do **perfil de velocidade**, pois a camada que “gruda” na superfície desacelera a camada adjacente, e assim sucessivamente, em função das forças viscosas existentes entre as camadas de fluido. A velocidade com que o fluido “entra” no escoamento, chamada de velocidade de aproximação, é uniforme, mas ao longo do escoamento do fluido sobre a placa, o perfil de velocidade é alterado.

Como a velocidade é uma quantidade vetorial, segundo Fox *et al.* (2018), há um módulo e de uma direção para ser especificada. Dependendo do número de coordenadas espaciais necessárias para especificar o perfil de velocidade, o escoamento pode ser classificado como uni, bi ou tridimensional.

A maioria dos perfis de escoamento é tridimensional, mas, devido à dificuldade de análise, muitas vezes eles são simplificados. Um exemplo de simplificação é o escoamento no interior de um tubo, quando se considera a velocidade constante, fazendo com que um escoamento bidimensional seja transformado em unidimensional, considerando um escoamento uniforme.

Na Figura 26, você pode observar o desenvolvimento do perfil de velocidade em conjunto com a variação de pressão em um tubo circular longo, com escoamentos uni e bidimensional. Nesta situação um escoamento aproximadamente não viscoso converge entrando em um tubo.

FIGURA 26 – DESENVOLVIMENTO DO PERFIL DE VELOCIDADE E VARIAÇÃO DE PRESSÃO



FONTE: White (2018, p. 343)

Na figura, ao longo da parede do tubo, exceto na entrada, a velocidade é nula, em função da condição de não deslizamento. A região de entrada é chamada de **região de entrada hidrodinâmica** e possui um comprimento de entrada hidrodinâmica (L_e) com escoamento bidimensional e velocidade que varia nas direções r e x (perfil de velocidade em desenvolvimento). A camada limite, com espessura que aumenta na direção do escoamento, se desenvolve até atingir o centro do tubo. Um pouco mais adiante, a velocidade torna-se completamente desenvolvida, finalizando a região de entrada hidrodinâmica sendo chamada de **região de escoamento totalmente desenvolvido**. Posterior à região de entrada hidrodinâmica, o perfil de velocidade torna-se completamente desenvolvido, com escoamento unidimensional, viscoso e com velocidade que varia apenas na direção radial r .

Conforme White (2018), para um escoamento laminar, o comprimento de entrada hidrodinâmica (L_e) pode ser expresso pela Equação 28:

$$L_{e,laminar} \cong 0,06 Re \cdot D \quad (28)$$

Re é o número de Reynolds e D é o diâmetro do tubo. Já em um escoamento turbulento, mas com $Re \leq 10^7$, L_e pode ser aproximado pela Equação 29:

$$L_{e,turbulento} = 1,6 \left(Re^{1/4} \right) D \quad (29)$$

3 LEIS DE NEWTON

O estudo do desenvolvimento e funcionamento de estruturas hidráulicas, bombas e turbinas, entre outros, possui relação com o movimento dos fluidos e, conseqüentemente, possui relação direta com as leis de Newton.

Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 244), “as leis de Newton são relações entre movimentos dos corpos e as forças que atuam sobre eles”:

- **Primeira lei de Newton:** “um corpo em repouso permanece em repouso, e um corpo em movimento permanece em movimento à mesma velocidade, em uma trajetória retilínea, quando a força resultante que age sobre ele é nula” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 244).
- **Segunda lei de Newton:** “a aceleração de um corpo é proporcional à força resultante que atua sobre ele e inversamente proporcional à sua massa” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 244).

- **Terceira lei de Newton:** “quando um corpo exerce uma força em um segundo corpo, o segundo corpo exerce uma força igual e oposta sobre o primeiro corpo” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 244).

De acordo com a segunda lei de Newton, para um movimento linear, se a vizinhança exerce uma força resultante (\vec{F}) sobre o sistema de massa m , este sistema sofre uma aceleração (\vec{a}), como demonstrado na Equação 30:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = m \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{d}{dt}(m\vec{V}) \tag{30}$$

O produto da massa pela velocidade de um corpo é chamado de quantidade de movimento ou momento do corpo.

4 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

Em sistemas fechados, o **princípio da conservação da massa** é uma exigência para que a massa do sistema permaneça constante durante o processo, enquanto em um volume de controle a massa pode cruzar o sistema através da superfície de controle, exigindo a necessidade de controlar a quantidade de massa que entra e que sai do sistema.

Çengel e Cimbala (2015, p. 189), dizem que “o princípio de conservação de massa para um volume de controle pode ser expresso como: a transferência total de massa para dentro ou para fora de um volume de controle durante um intervalo de tempo Δt é igual a variação total (aumento ou diminuição) da massa total dentro do volume de controle durante Δt ”.

A Equação 31 representa a equação geral da conservação de massa:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \, dV + \int_{SC} \rho v_{méd} \, dA = 0 \tag{31}$$

ρ indica a massa específica, V o volume, VC volume de controle, SC superfície de controle, $v_{méd}$ a velocidade média e A área da superfície de controle. Essa equação pode ser simplificada para o caso de um escoamento em regime permanente e transitório, ou seja, para um tamanho fixo do volume de controle e cheio de fluido incompressível. Para este caso ela fica conforme a Equação 32:

$$\int_{SC} \rho v_{méd} dA = \sum \dot{m}_{saída} - \sum \dot{m}_{entrada} = 0 \quad (32)$$

$\dot{m}_{saída}$ é a vazão mássica de saída e $\dot{m}_{entrada}$ é a vazão mássica de entrada. Se a velocidade for constante, a conservação da massa pode ser expressa pela Equação 33, e se o escoamento ocorrer a uma taxa constante tanto para dentro quanto para fora do volume de controle, a massa específica pode ser desprezada, como na Equação 34:

$$\sum \rho v_{méd} A = \sum \dot{m}_{saída} - \sum \dot{m}_{entrada} = 0 \quad (33)$$

$$\sum v_{méd} A = \sum \dot{Q}_{saída} - \sum \dot{Q}_{entrada} = 0 \quad (34)$$

$\dot{Q}_{saída}$ é a vazão volumétrica de saída e $\dot{Q}_{entrada}$ é a vazão volumétrica de entrada. Quando o escoamento é estacionário, a quantidade total de massa dentro do volume de controle não é alterada ao longo do tempo, desta forma a vazão total de massa que entra é igual a vazão total de massa que sai do volume de controle.



Como não existe um princípio de conservação de volume, as vazões de volume de entrada e de saída podem ser diferentes, como ocorre em compressores de ar. Neste caso, a vazão de volume da saída é muito menor que a vazão de volume de entrada.

Em um escoamento estacionário de corrente única, que, conforme Çengel e Cimbala (2015), é comum em bocais, difusores, turbinas, bombas e compressores, o princípio da conservação da massa pode ser simplificado e expresso pela Equação 35. Se o escoamento também for incompressível, a Equação 35 se reduz à Equação 36:

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (35)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (36)$$

A quantidade de movimento é o produto entre a massa e a velocidade de um corpo e, de acordo com a segunda lei de Newton, “a quantidade de movimento de um sistema permanece constante quando a força resultante que age sobre ele é zero” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 186).

A equação de Bernoulli pode ser deduzida aplicando o **princípio da conservação da quantidade de movimento**, considerando que os efeitos viscosos são tão pequenos a ponto de serem desprezados se comparados aos efeitos da inércia, da gravidade e da pressão.

De acordo com Çengel e Cimbala (2015, p. 199), “a equação de Bernoulli é uma relação aproximada entre pressão, velocidade e elevação e é válida em regiões de escoamento incompressível e estacionário”. Essas regiões são as regiões do escoamento sem viscosidade, onde as forças viscosas ou resultantes do atrito podem ser desprezadas em relação às outras forças que atuam sobre as partículas de fluido.

É preciso ficar atento em regiões do escoamento onde os efeitos do atrito são importantes, como próximo às paredes sólidas ou a jusante de corpos, pois nessas regiões a equação de Bernoulli não é adequada.

Como em um escoamento estacionário todas as partículas do fluido passam pelo mesmo ponto e seguem o mesmo caminho (linha de corrente), a velocidade das partículas (v) normalmente é expressa como função da sua distância ao longo da linha de corrente (s) e do raio da curvatura (R).

Em escoamentos bidirecionais, a aceleração pode ser decomposta de duas formas: em aceleração normal (a_n), devido à variação de direção, como na Equação 37, e em aceleração na direção da linha de corrente (a_s), devido à variação de velocidade, como na Equação 38:

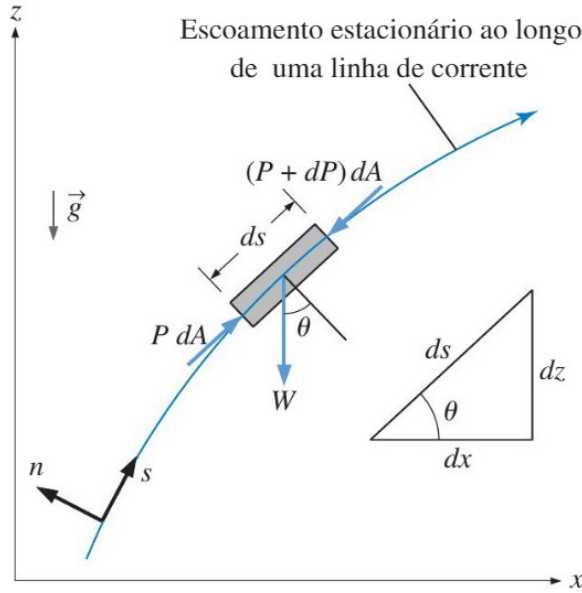
$$a_n = \frac{v^2}{R} \quad (37)$$

$$a_s = \frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial v}{\partial s} v = v \frac{dv}{ds} \quad (38)$$

s é a distância ao longo da linha de corrente. Quando a partícula se move em trajetória reta, a_n é igual a zero, já se o movimento da partícula seguir ao longo da linha de corrente, $v = ds / dt$.

Para a dedução da equação de Bernoulli é preciso aplicar a segunda lei de Newton na direção s da partícula que se movimenta ao longo da linha de corrente, como você pode observar na Figura 27 e na Equação 39.

FIGURA 27 – FORÇAS ATUANTES SOBRE UMA PARTÍCULA DE FLUIDO AO LONGO DE UMA LINHA DE CORRENTE



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 200)

$$P dA - (P + dP) dA - W \sin \theta = m v \frac{dv}{ds} \quad (39)$$

Após simplificações se chega à Equação 40, que é equivalente à equação de Bernoulli para escoamento estacionário ao longo de uma linha de corrente:

$$\int \frac{dP}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (40)$$

O termo $v^2/2$ é a energia cinética e gz é a energia potencial. Se o escoamento for estacionário incompressível, a equação anterior se resume à Equação 41:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (41)$$

Para um escoamento entre dois pontos quaisquer na mesma linha de corrente em um escoamento incompressível e estacionário, a equação de Bernoulli fica como a Equação 42:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \quad (42)$$

Durante o escoamento, energias como cinética e potencial podem ser convertidas em energia de escoamento, ou vice-versa. Essa conversão de energias causa variação de pressão, que pode ser percebida ao multiplicar a equação de Bernoulli pela massa específica (ρ) como na Equação 43:

$$P + \rho \frac{V^2}{2} + \rho gz = \text{constante} \quad (43)$$

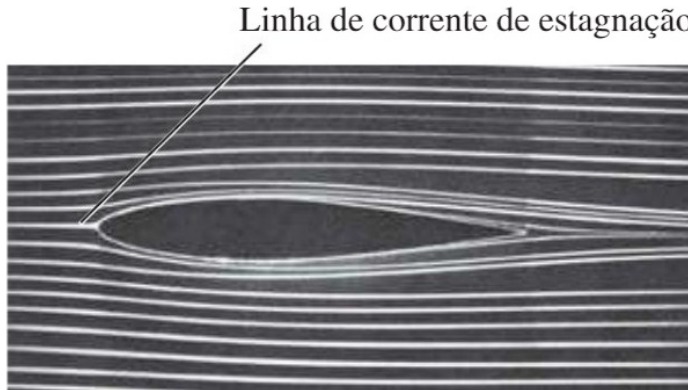
P é a pressão estática, que representa a pressão termodinâmica real do fluido, $\rho V^2 / 2$ é a pressão dinâmica, representando o aumento de pressão quando o fluido em movimento é parado sem variação da entropia, e ρgz é a pressão hidrostática, que representa os efeitos do peso do fluido na pressão, diminuindo com a profundidade. A soma destas três pressões é a pressão total, enquanto a soma das pressões estática e dinâmica é a **pressão de estagnação** (P_{estag}).

Quando as pressões estática e de estagnação são medidas em um local específico, a velocidade do fluido neste ponto pode ser obtida através da Equação 44:

$$v = \sqrt{\frac{2(P_{estag} - P)}{\rho}} \quad (44)$$

O fluido é parado no ponto de estagnação quando um corpo em repouso é imerso em uma corrente de escoamento. A linha de corrente que se estende da montante (antes) até o ponto de estagnação é chamada de linha de corrente de estagnação.

FIGURA 28 – LINHAS DE EMISSÃO E LINHA DE CORRENTE DE ESTAGNAÇÃO DE UM FLUIDO EM UM AEROFÓLIO



FONTES: Çengel e Cimbala (2015, p. 204)

Um sistema de fluido pode ter diferentes formas de energia quando está contido em um volume de controle:

- **Energia cinética (ec):** energia do movimento dependente da velocidade das partículas.
- **Energia potencial gravitacional (ep):** em função da posição vertical da partícula.
- **Energia interna (u):** relacionada ao movimento das partículas, incluindo também a energia armazenada.

A soma dessas três energias (e), por unidade de massa, é expressa pela Equação 45:

$$e = ec + ep + u = \frac{V^2}{2} + gz + u \quad (45)$$

As energias cinética e potencial são formas de energia mecânica, podendo ser convertidas direta e completamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico ideal.

A energia pode ser transferida de ou para um sistema fechado por calor (Q) ou por trabalho (W), então para que ocorra a conservação da energia é necessário que a transferência líquida de energia seja igual à variação da energia contida no sistema, conforme Equação 46:

$$\dot{Q}_{tot,e} + \dot{W}_{tot,e} = \frac{dE_{sis}}{dt} \quad (46)$$

$\dot{Q}_{tot,e} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s$ é a taxa líquida de transferência de calor de ou para o sistema e $\dot{W}_{tot,e} = \dot{W}_e - \dot{W}_s$ é a entrada ou a saída líquida de potência no sistema em todas as formas.

A equação da energia para um volume de controle fixo e escoamento estacionário é expressa pela Equação 47:

$$\dot{Q}_{líquido,e} + \dot{W}_{eixo,líquido,e} = \sum_s \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_e \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (47)$$

$h = u + P / \rho$ é a entalpia e $\dot{m} = \int_{A_c} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n})$ é a vazão de massa na seção transversal de entrada ou saída.

Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 219), essa equação “informa que a taxa líquida de transferência de energia para um volume de controle por transferência de calor e trabalho durante um escoamento estacionário é igual à diferença entre os fluxos de entrada e saída de energia pelo escoamento de massa”.

A transferência de calor ou trabalho é positiva se for para o sistema e negativa se for do sistema. Para o caso de dispositivos que possuem corrente única (apenas uma entrada e uma saída), a equação da energia, por unidade de massa, se reduz a Equação 48:

$$q_{liq,e} + w_{eixo,liq,e} = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (48)$$

RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- Os escoamentos podem ser classificados de diferentes formas, como viscoso, não viscoso, laminar, turbulento, compressível, incompressível, interno e externo.
- Fluidos que apresentam uma relação linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação são chamados de fluidos newtonianos, já os que não possuem essa relação são chamados de fluidos não newtonianos.
- A viscosidade representa a resistência interna do fluido ao movimento, ou seja, sua resistência à deformação.
- A relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação é chamada de coeficiente de proporcionalidade ou viscosidade dinâmica.
- A razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica é chamada de viscosidade cinemática.
- Escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos são chamados de escoamentos viscosos, caso contrário são chamados de não viscosos.
- No escoamento viscoso o atrito é relevante, pois faz com que a velocidade aumente rapidamente e surja o ponto de separação, desenvolvendo uma espécie de esteira.
- No escoamento laminar o movimento do fluido ocorre de forma ordenada, onde as partículas se deslocam em camadas lisas ou lâminas.
- No escoamento turbulento ocorre um movimento desordenado do fluido, com partículas se misturando aleatoriamente e normalmente em altas velocidades.
- Em um escoamento compressível a massa específica do fluido varia ao longo do tempo, já no escoamento incompressível ela permanece praticamente constante.
- O escoamento que ocorre dentro de um tubo ou duto, completamente envolto por uma superfície sólida, é chamado de escoamento interno, já quando ocorre sobre uma superfície, como placa ou tubo, é chamado um escoamento externo.
- O escoamento de um fluido pode ser dividido em duas regiões: a camada limite, que fica próxima às paredes e onde os efeitos do atrito são significativos, e a camada externa, onde os efeitos do atrito são desprezíveis.

- Um fluido que escoar sobre uma superfície sólida não porosa possui velocidade nula em relação a essa superfície, sendo este comportamento é conhecido como condição de não deslizamento.
- As leis de Newton estão relacionadas com o estudo do desenvolvimento e funcionamento de estruturas hidráulicas, bombas e turbinas, entre outros.
- O princípio de conservação de massa para um volume de controle diz que a transferência total de massa para dentro ou para fora de um volume de controle durante um determinado intervalo de tempo é igual à variação total da massa total dentro do volume de controle durante este tempo.
- Energias cinética e potencial do fluido podem ser convertidas em energia de escoamento, ou vice-versa, durante o escoamento, causando variação de pressão.
- A soma das pressões estática, dinâmica e hidrostática é a pressão total, enquanto a soma das pressões estática e dinâmica é a pressão de estagnação.
- Um sistema de fluido pode ter diferentes formas de energia quando está contido em um volume de controle, como: energia cinética, energia potencial gravitacional e energia interna.
- Energias cinética e potencial são formas de energia mecânica que podem ser convertidas direta e completamente em trabalho mecânico por um dispositivo mecânico ideal.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.





1 Os escoamentos podem ser classificados de diferentes formas, o que influencia diretamente em como são analisados. Os regimes de escoamento variam conforme a viscosidade, a compressibilidade, a ordenação das partículas, entre outras características do fluido ou do dispositivo onde esse fluido escoar.

Analise as afirmativas a seguir, e assinale V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- () Um escoamento viscoso pode ser interno ou externo.
- () Um escoamento viscoso pode ser laminar ou turbulento.
- () Um escoamento não viscoso pode ser interno ou externo.
- () Um escoamento não viscoso pode ser laminar ou turbulento.
- () Um escoamento não viscoso pode ser compressível ou incompressível.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () F, V, V, V, V.
- b) () V, V, V, F, V.
- c) () V, F, V, F, V.
- d) () V, V, V, F, F.

2 A forma como os fluidos escoam depende da viscosidade, sendo que quanto menor a viscosidade, maior é a facilidade para escoar. O escoamento pode ser dividido em duas regiões: a camada limite, que fica próxima às paredes e onde os efeitos do atrito são significativos, e a camada externa, onde os efeitos do atrito são desprezíveis.

Com relação ao perfil de velocidade, analise as afirmativas a seguir:

- I- No escoamento no interior de um tubo, considerando a velocidade constante, tem-se um escoamento uniforme.
- II- No escoamento no interior de um tubo circular longo, na região de escoamento totalmente desenvolvido ocorre o aumento linear da pressão.
- III- O perfil de velocidade em um tubo circular longo possui um comprimento de entrada, onde ocorre o desenvolvimento do perfil e aumento da pressão.
- IV- A condição de não deslizamento diz que um fluido ao escoar sobre uma superfície sólida não porosa, possui velocidade nula em relação a essa superfície.
- V- A condição de não deslizamento é responsável pela formação do perfil de velocidade, onde uma camada de fluido desacelera a camada adjacente, e assim sucessivamente.

Está CORRETO o que se afirma em:

- a) () I, II e III.
- b) () I, III e V.
- c) () I, IV e V.
- d) () II, IV e V.

- 3 Existem três equações de conservação que tratam do movimento dos fluidos, possuindo grande importância no desenvolvimento e funcionamento das máquinas de fluxo. Estas três equações são da massa, da quantidade de movimento e de energia. Para a equação da conservação da energia, após simplificações na equação de Bernoulli, chega-se a equação para um escoamento estacionário incompressível ao longo de uma linha de corrente, onde dos três termos da equação, um consiste na energia cinética e outro na energia potencial. Assim, a partir dos conhecimentos adquiridos até aqui, fale sobre os significados e as relações entre as pressões estática, dinâmica, hidrostática, total e de estagnação.

APLICAÇÕES A SISTEMAS DE FLUIDOS

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- descrever o funcionamento de bombas, ventiladores, sopradores e compressores;
- classificar os principais tipos de bombas;
- compreender o funcionamento das turbinas e enumerar os diferentes tipos;
- entender a teoria monodimensional para a análise de bombas e turbinas;
- definir parâmetros de desempenho e leis de semelhança para bombas e turbinas;
- analisar diagramas de velocidade de bombas e turbinas;
- conhecer parâmetros adimensionais utilizados para análise de bombas e turbinas.

PLANO DE ESTUDOS

A Unidade 2 está dividida em três tópicos. No decorrer dos tópicos, você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – MÁQUINAS PRODUTORAS DE TRABALHO

TÓPICO 2 – MÁQUINAS ABSORVEDORAS DE TRABALHO

TÓPICO 3 – DESEMPENHO



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

MÁQUINAS PRODUTORAS DE TRABALHO

1 INTRODUÇÃO

Na Unidade 1, vimos a classificação das máquinas de fluxo, que podem ser divididas entre **máquinas hidráulicas e máquinas térmicas**. Tanto as máquinas hidráulicas quanto as térmicas podem ser subdivididas conforme o sentido de transmissão de energia, sendo **operatrizes**, quando absorvem trabalho, transformando energia de fluido em energia mecânica, ou **geratrizes**, quando produzem trabalho, transformando energia mecânica em energia de fluido.

Outra classificação possível para as máquinas de fluxo é entre máquinas de deslocamento positivo e máquinas dinâmicas, em função de como ocorre a transferência de energia. Nas **máquinas de deslocamento positivo**, o fluido é encaminhado para um volume fechado e a transferência de energia para o fluido é realizada pelo movimento de fronteira, já nas **máquinas dinâmicas** não há um volume fechado e sim o funcionamento de pás rotativas.

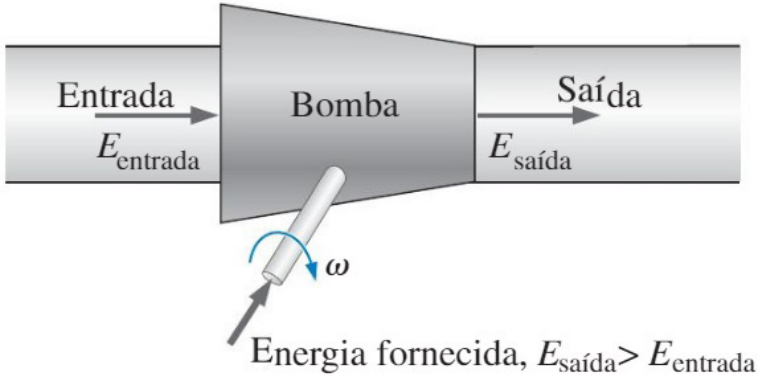
Dentre as máquinas produtoras de trabalho, as que movimentam líquidos são chamadas de bombas, já as que movimentam gases podem ser classificadas como ventiladores, sopradores ou compressores, em função da elevação de pressão e da vazão volumétrica. Neste tópico, você estudará de forma introdutória as principais máquinas produtoras de trabalho, sendo que na maioria dos casos vamos nos referir às bombas.

2 BOMBAS, VENTILADORES, SOPRADORES E COMPRESSORES

As bombas são máquinas produtoras de trabalho, também chamadas de máquinas geratrizes. Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 788), “a finalidade de uma bomba é adicionar energia a um fluido, resultando em um aumento da pressão do fluido, não necessariamente em um aumento da velocidade do fluido através da bomba”.

De acordo com Macintyre (1997), as bombas geralmente recebem trabalho mecânico de uma máquina motriz e o transformam em energia elétrica. A seguir, é apresentado o esquema básico de uma bomba, onde a energia de saída é maior que a energia de entrada, visto que há energia sendo fornecida pela bomba.

FIGURA 1 – BOMBA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 788)

“Um ventilador é uma bomba de gás com elevação de pressão relativamente baixa e vazão alta”, conforme Çengel e Cimbala (2015, p. 788). Segundo White (2018), a elevação de pressão é apenas alguns centímetros de altura de água. Dentre os exemplos de ventiladores estão os ventiladores de teto, os ventiladores domésticos e as hélices.

Outro tipo de ventilador é o **soprador**, que “é uma bomba de gás com elevação de pressão moderada ou alta e vazão moderada ou alta”, de acordo com Çengel e Cimbala (2015, p. 788). White (2018) cita que os sopradores proporcionam elevação de pressão até 1 atm. Alguns exemplos de sopradores são os ventiladores centrífugos, os ventiladores dos sistemas de ventilação automotivos e de fornos e as máquinas sopradoras de folhas.

De acordo com Çengel e Cimbala (2015, p. 788-789), “um **compressor** é uma bomba de gás desenvolvida para fornecer uma elevação de pressão muito alta, em geral, com vazões baixas ou moderadas”. Para White (2018), elevações de pressão acima de 1 atm classificam os equipamentos como compressores. Alguns exemplos de compressores são os compressores de ar de acionamento de ferramentas pneumáticas e de enchimento de pneus, e os compressores utilizados em bombas de calor, refrigeradores e condicionadores de ar.



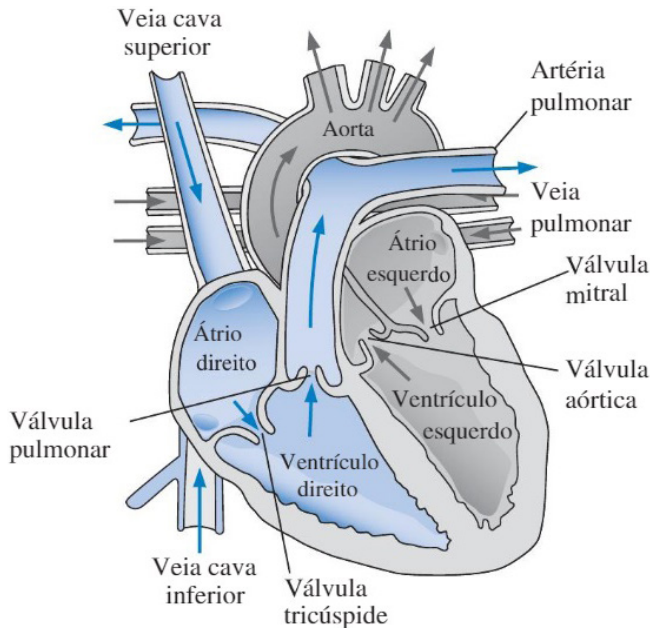
Bombas e turbinas que extraem ou fornecem energia por meio de um eixo giratório são chamadas de turbomáquinas, mas nem todas bombas e turbinas utilizam um eixo giratório, então o mais correto é chamá-las de máquinas de fluxo, englobando máquinas com movimento intermitente de para cima e para baixo de um êmbolo.

As bombas de um modo geral podem ser classificadas em **bombas de deslocamento positivo** e **bombas dinâmicas**.

2.1 BOMBAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

De acordo com Çengel e Cimbala (2015, p. 803), em **bombas de deslocamento positivo** “o fluido é sugado para um volume em expansão e, em seguida, é empurrado à medida que esse volume se contrai, mas o mecanismo que causa essa variação do volume difere bastante entre os diversos projetos”, sendo “ideais para aplicações de alta pressão, como líquidos viscosos ou pastas fluidas espessas, e para aplicações nas quais quantidades precisas de líquido devem ser distribuídas ou medidas, como nas aplicações médicas”. O exemplo mais comum de uma bomba de deslocamento positivo é o coração humano, como na Figura 2, onde o sangue é bombeado por expansão e contração das câmaras chamadas de ventrículos.

FIGURA 2 – BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 789)

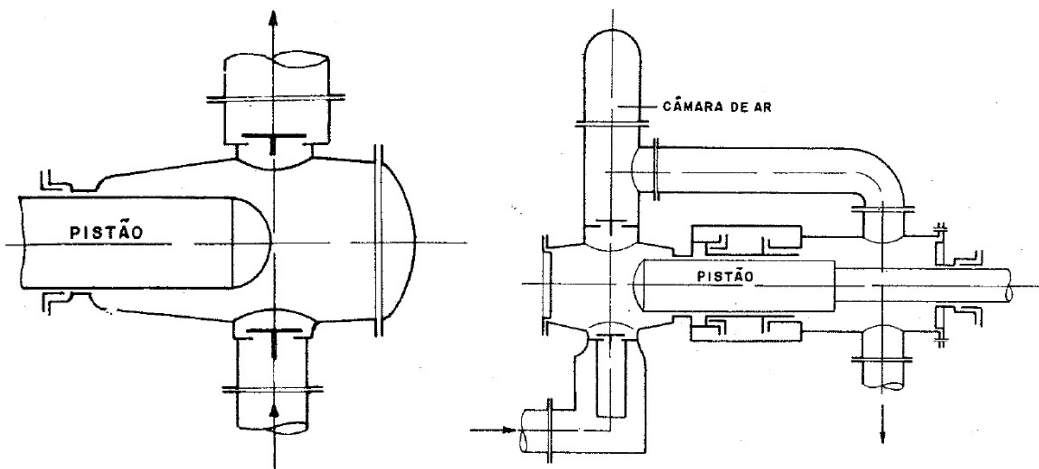
De acordo com Macintyre (1997), as bombas de deslocamento positivo podem ser classificadas como alternativas ou rotativas.

Nas **bombas alternativas**, “o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo (pistão alongado) ou de uma membrana flexível (diafragma)” (MACINTYRE, 1997, p. 39). As bombas alternativas podem ser:

- Simples efeito: apenas uma face do êmbolo atua sobre o líquido.
- Duplo efeito: as duas faces do êmbolo atuam sobre o líquido.
- Simplex: existe apenas uma câmara com pistão ou êmbolo.
- Duplex: existem dois pistões ou êmbolos.
- Triplex: existem três pistões ou êmbolos.
- Multiplex: existem quatro ou mais pistões ou êmbolos.

Na Figura 3, são apresentados alguns desenhos esquemáticos de bombas alternativas. O primeiro (Figura 3(a)) é uma bomba de simples efeito simplex e o segundo (Figura 3(b)) é uma bomba de duplo efeito simplex.

FIGURA 3 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE BOMBA ALTERNATIVA SIMPLEX DE (A) SIMPLES EFEITO E (B) DUPLO EFEITO



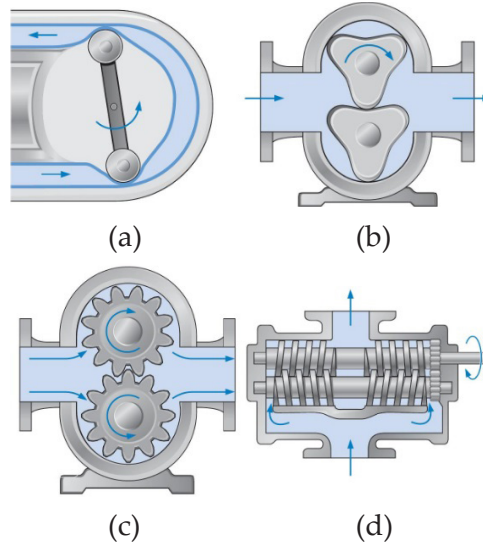
FONTE: Macintyre (1997, p. 41-42)

As **bombas rotativas** possuem rotor, sendo um ou múltiplos. “O líquido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças dotadas de movimento de rotação que, comunicando energia de pressão, provocam seu escoamento” (MACINTYRE, 1997, p. 41).

Quando a bomba rotativa possui apenas um rotor ela pode ser de palhetas, de pistão, de elemento flexível ou de parafuso. Já a bomba rotativa com mais de um rotor pode ser de engrenagem, de lóbulos, de pistões oscilatórios ou de parafusos.

Na Figura 4 são apresentados alguns projetos de bombas de deslocamento positivo, como a bomba peristáltica de tubo flexível (Figura 4(a)), que comprime um tubo com pequenas rodas, empurrando o fluido. Projetos mais complexos podem utilizar cames giratórios com lóbulos sincronizados (Figura 4(b)), engrenagens (Figura 4(c)) e parafusos (Figura 4(d)).

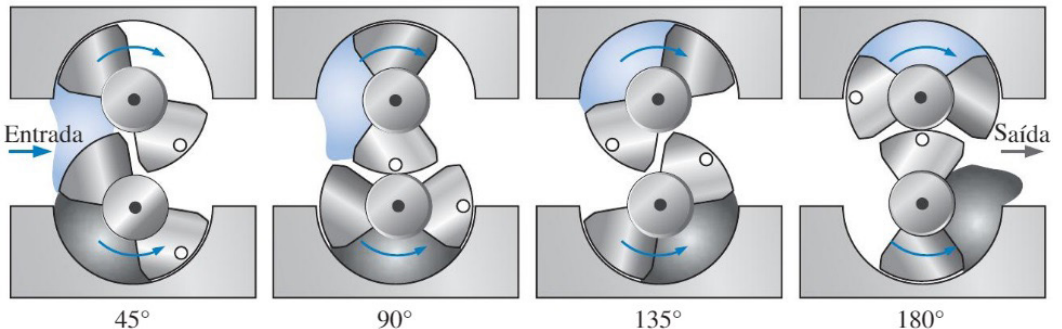
FIGURA 4 – BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO (A) PERISTÁLTICA DE TUBO FLEXÍVEL, (B) DE TRÊS LÓBULOS, (C) DE ENGRENAGENS E (D) DE PARAFUSO DUPLO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 804)

É possível visualizar o funcionamento de uma bomba de deslocamento positivo através da Figura 5, onde são ilustrados os diagramas das quatro fases (um oitavo de volta em cada fase) de um ciclo de uma bomba rotativa simples com dois lóbulos em cada rotor. Os dois rotores são sincronizados para girarem à mesma velocidade angular, mas em direções opostas. O rotor superior gira na direção horária e o rotor inferior gira na direção anti-horária, sugando fluido na esquerda e descarregando-o na direita. O ponto branco desenhado em um lobo de cada rotor serve para visualizar melhor a rotação. A região azul representa uma parte do fluido que está sendo empurrado através do rotor superior, enquanto a parte cinza representa a parte do fluido que está sendo empurrada através do rotor inferior.

FIGURA 5 – QUATRO FASES NA OPERAÇÃO DE UMA BOMBA ROTATIVA DE DOIS LÓBULOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 804)

As folgas entre os rotores e a carcaça e entre os lóbulos dos próprios rotores são ilustradas de forma exagerada. O fluido pode vaziar através dessas folgas, reduzindo a eficiência da bomba, já os fluidos de alta viscosidade não podem penetrar nas folgas tão facilmente, fazendo com que a carga líquida e a eficiência da aumentem com a viscosidade do fluido, sendo um motivo pelo qual as bombas de deslocamento positivo são uma boa opção para bombear fluidos altamente viscosos.

Algumas das **vantagens das bombas de deslocamento positivo** em relação às bombas dinâmicas, segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 805), são:

- “Pode processar melhor os líquidos sensíveis ao cisalhamento”.
- “Pode criar uma pressão de vácuo significativa em sua entrada, mesmo quando seca”.
- “Pode elevar um líquido que está a vários metros abaixo da bomba” (bomba autoescurvante).
- O rotor funciona a velocidades mais baixas, aumentando a vida útil das vedações e outros componentes.

Contudo, essas bombas também podem apresentar algumas **desvantagens**, como:

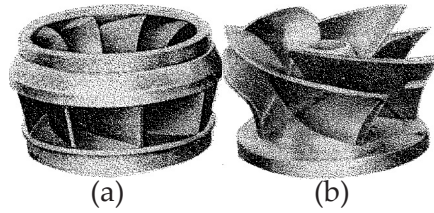
- A vazão volumétrica não pode ser alterada.
- Geram pressões muito altas no lado da saída, sendo necessária proteção contra o excesso de pressão.
- Podem fornecer um escoamento pulsante.

2.2 BOMBAS DINÂMICAS

As **bombas dinâmicas**, também chamadas de bombas rotativas, possuem um elemento rotativo dotado de pás, chamado de **rotor**, impulsor ou impelidor. O rotor pode ser:

- **Fechado** (Figura 6(a)): “além do disco onde se fixam as pás, existe uma coroa circular também presa às pás. Pela abertura dessa coroa, o líquido penetra no rotor. Usa-se para líquidos sem substâncias em suspensão”, como água limpa e óleo sem contaminantes (MACINTYRE, 1997, p. 43).
- **Aberto** (Figura 6(b)): “quando não existe essa coroa circular anterior. Usa-se para líquidos contendo pastas, lamas, areia, esgotos sanitários” (MACINTYRE, 1997, p. 43).

FIGURA 6 – ROTOR DE UMA BOMBA (A) FECHADO E (B) ABERTO



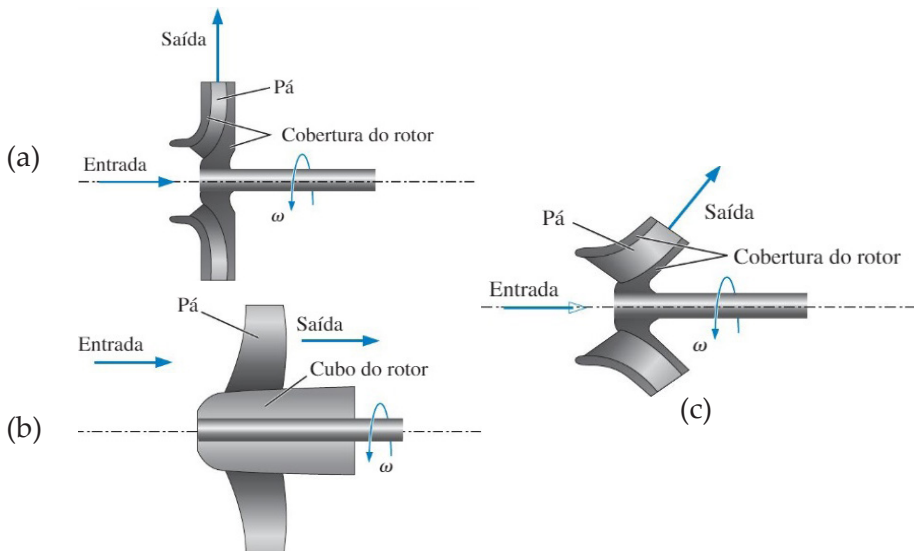
FONTE: Macintyre (1997, p. 43)

As bombas dinâmicas, se comparadas às bombas de deslocamento positivo, geralmente proporcionam uma maior vazão e uma descarga mais estável. Em contrapartida, são ineficazes para trabalhar com líquidos de alta viscosidade.

As bombas dinâmicas podem ser subdivididas em três tipos principais em função do modo com que o escoamento sai da bomba, conforme Çengel e Cimbala (2015, p. 806):

- **Bomba de escoamento centrífugo (radial)** (Figura 7(a)): o fluido entra axialmente no centro da bomba e é descarregado radialmente (ou tangencialmente) ao longo do raio externo da carcaça da bomba.
- **Bomba de escoamento axial** (Figura 7(b)): “o fluido entra e sai axialmente, em geral ao longo da parte externa da bomba, por causa do bloqueio exercido pelo eixo, motor, cubo etc.”.
- **Bomba de escoamento misto** (Figura 7(c)): “é intermediária entre as bombas centrífuga e axial, com o escoamento entrando axialmente, não necessariamente no centro, mas saindo com algum ângulo entre a direção radial e a direção axial”.

FIGURA 7 – ROTOR DE UMA BOMBA DE ESCOAMENTO (A) CENTRÍFUGO, (B) AXIAL E (C) MISTO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 806)



Existem também bombas dinâmicas que não possuem pás rotativas, como bombas de jato e bombas eletromagnéticas, mas que não serão estudadas neste livro.

Como alguns exemplos de bombas dinâmicas podemos citar bombas confinadas e bombas em duto, como a bomba de água do motor do carro, e bombas abertas, como um ventilador de teto, o propulsor de um avião ou o rotor de um helicóptero.

FIGURA 8 – BOMBA DINÂMICA ABERTA

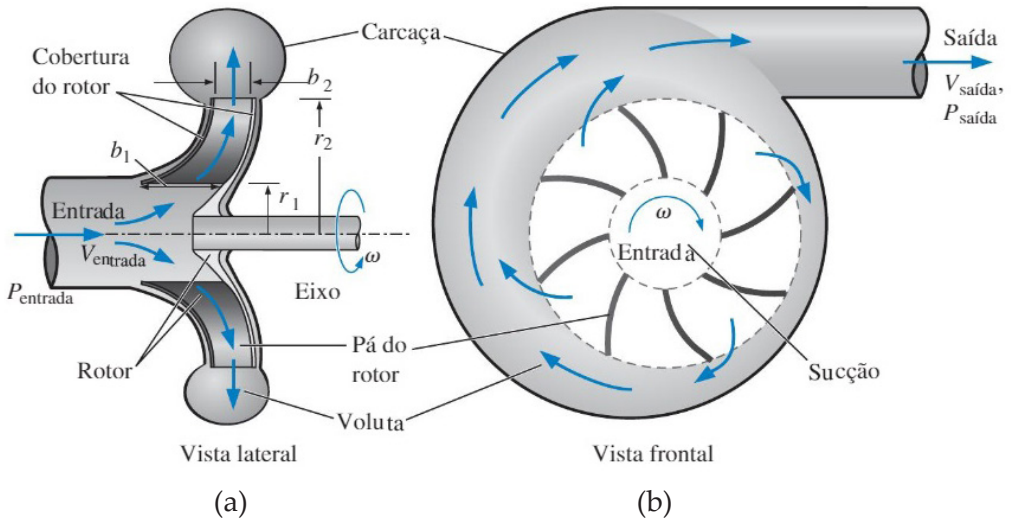


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 23)

As **bombas centrífugas** são comuns em aplicações domésticas, como lavadoras de louça, lavadoras de roupa, secadores de cabelo, aspiradores de pó, coifas de cozinha, entre outras. Também são utilizadas em automóveis, como a bomba de água do motor, o compressor de ar etc. Em indústrias, são utilizadas na ventilação dos prédios, em torres de arrefecimento e no bombeamento de fluidos.

Na Figura 9, é representado o desenho esquemático de uma bomba centrífuga, onde é possível observar suas principais partes, tanto pela vista lateral (Figura 9(a)) quanto pela vista frontal (Figura 9(b)). As pás do rotor possuem uma cobertura para aumentar a sua rigidez. O conjunto rotativo composto pelo eixo, cubo de roda, pás do rotor e cobertura do rotor é chamado de **impulsor ou rotor**. O fluido entra axialmente na região de sucção encontrando as pás e adquirindo uma velocidade tangencial e radial por transferência de momento com as pás do rotor e também velocidade radial adicional pela ação das forças centrífugas. O escoamento de saída é lançado radialmente em direção à voluta. A **voluta** é um difusor em forma de caracol que tem como principais funções desacelerar o fluido que sai, aumentando ainda mais a sua pressão, além de combinar e orientar o escoamento em direção à saída comum.

FIGURA 9 – VISTAS (A) LATERAL E (B) FRONTAL DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 807)

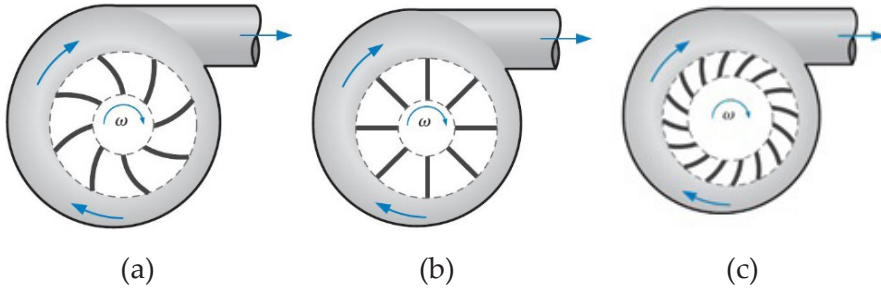


A velocidade de um fluido não precisa necessariamente aumentar ao passar por uma bomba centrífuga, pois se o escoamento é permanente, se o fluido é incompressível e os diâmetros de entrada e saída são iguais, apenas a pressão será aumentada.

Em função da **inclinação das pás do rotor**, as bombas centrífugas podem ser classificadas de três diferentes formas:

- **Bomba com pás inclinadas para trás** (Figura 10(a)): é o tipo de bomba mais comum, sendo o mais eficiente, pois o fluido escoar com o mínimo de mudança de direção. Se a pá for em forma de aerofólio, a eficiência é ainda maior. A elevação de pressão é intermediária entre os três tipos de bombas.
- **Bomba com pás radiais (retas)** (Figura 10(b)): é o tipo de bomba que possui geometria mais simples e que proporciona a maior elevação de pressão entre os três tipos de bombas. Mas a partir do ponto de eficiência máxima há uma queda significativa da pressão.
- **Bomba com pás inclinadas para frente** (Figura 10(c)): é o tipo de bomba que produz uma elevação de pressão praticamente constante, sendo a mais baixa entre os três tipos de bombas. Normalmente, estas bombas são menores e possuem mais pás.

FIGURA 10 – BOMBA CENTRÍFUGA COM PÁS (A) INCLINADAS PARA TRÁS, (B) RETAS E (C) INCLINADAS PARA FRENTE



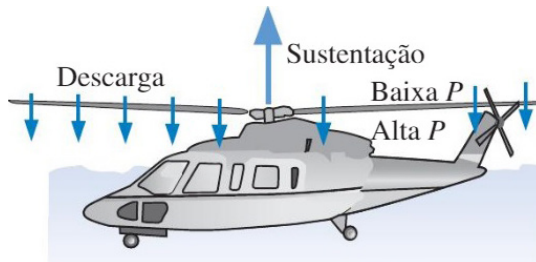
FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 808)

Conforme Çengel e Cimbala (2015), para aplicações em que se deseja vazão volumétrica e elevação de pressão em um intervalo estreito de valores, as bombas centrífugas com pás retas ou com pás inclinadas para trás são preferidas. Já para situações em que o intervalo de vazão volumétrica e/ou elevação de pressão é mais amplo, as bombas centrífugas com pás inclinadas para frente são as mais indicadas, devido a sua maior flexibilidade, mas com uma redução na sua eficiência.

As **bombas axiais** não utilizam as forças centrífugas, mas sim a força de sustentação (F_L) em função da alteração do momento do fluido conforme as pás do rotor giram, semelhante ao que ocorre em uma asa de avião.

O rotor de um helicóptero é um exemplo de bomba axial. A seguir, é ilustrada como a força de sustentação sobre a pá é causada pelas diferenças de pressão entre as superfícies superior e inferior. A descarga ocorre pela variação na direção do escoamento e o salto de pressão através do plano do rotor leva a um escoamento de ar para baixo.

FIGURA 11 – FORÇAS ATUANDO NO ROTOR DE UM HELICÓPTERO

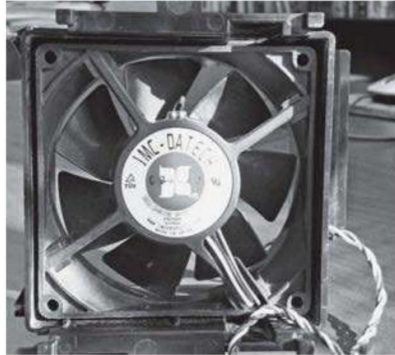


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 816)

Se o plano do rotor foi girado verticalmente teremos um propulsor como o de um avião. Tanto o rotor do helicóptero quanto o propulsor do avião são exemplos de ventiladores abertos com escoamento axial, pois não há duto ou carcaça ao redor das pás.

O ventilador que fica dentro de computadores, que também recebe o nome de *cooler*, como o da Figura 12, é um exemplo de ventilador com escoamento axial em duto.

FIGURA 12 – VENTILADOR DE COMPUTADOR

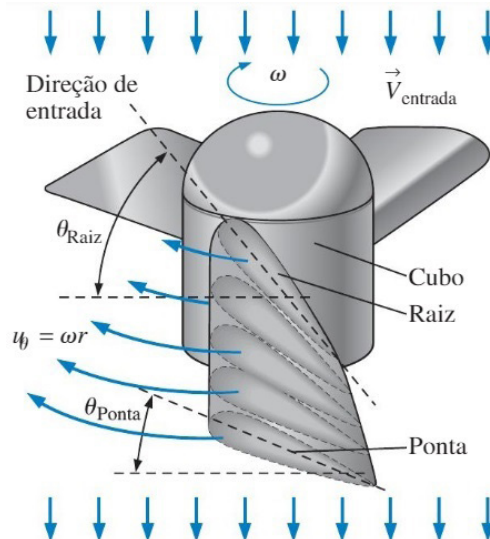


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 817)

Ao observar as pás das bombas axiais percebe-se uma pequena torção, como detalhada a seguir. Próximo ao cubo, a raiz da pá tem um ângulo de inclinação (θ_{raiz}) maior que o ângulo de inclinação da ponta da pá (θ_{ponta}), pois a velocidade tangencial da pá (u_θ) aumenta linearmente com o raio (r), conforme Equação 01.

$$u_\theta = \omega r \quad (01)$$

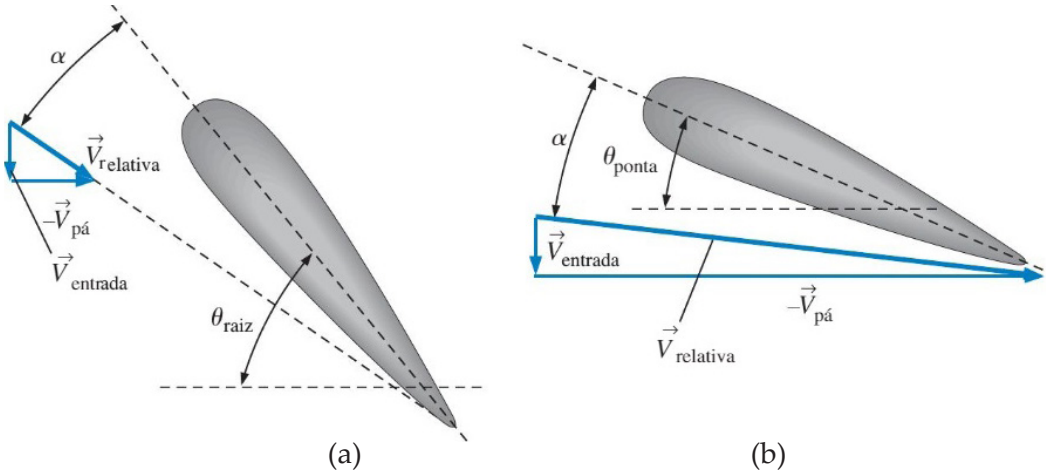
FIGURA 13 – TORÇÃO DAS PÁS DE UM ROTOR



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 817)

A quantidade de torção da pá é determinada pelo ângulo de torção α , de forma que ele seja igual em qualquer raio, como nas Figuras 14(a) e 14(b).

FIGURA 14 – RAIOS DA PÁ DO ROTOR NA (A) RAIZ E NA (B) PONTA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 817)

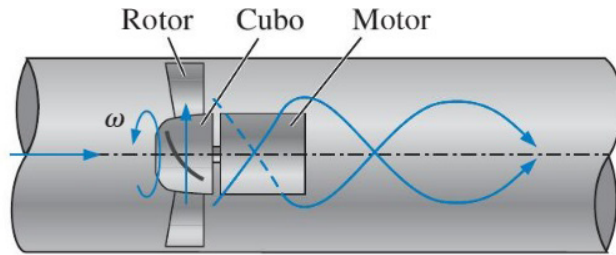


Os propulsores de avião têm torção variável que pode ser ajustada conforme a necessidade, como decolagem, voo e aterrissagem.

Em função da maior sustentação disponível em direção à ponta dos propulsores, eles tendem a ser mais estreitos na raiz e mais largos na ponta, sendo que a ponta é arredondada para evitar arrasto excessivo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Os ventiladores axiais utilizados para movimentar o escoamento em dutos podem ter diferentes classificações em função dos seus rotores. Quando ele possui somente um rotor é chamado de **ventilador tubo-axial** (Figura 15). Estes ventiladores, segundo Çengel e Cimbala (2015), são bastante utilizados para exaustão em cozinhas, ventilação em prédios, aspiração e resfriamento em radiador automotivo, entre outras aplicações.

FIGURA 15 – VENTILADOR TUBO-AXIAL

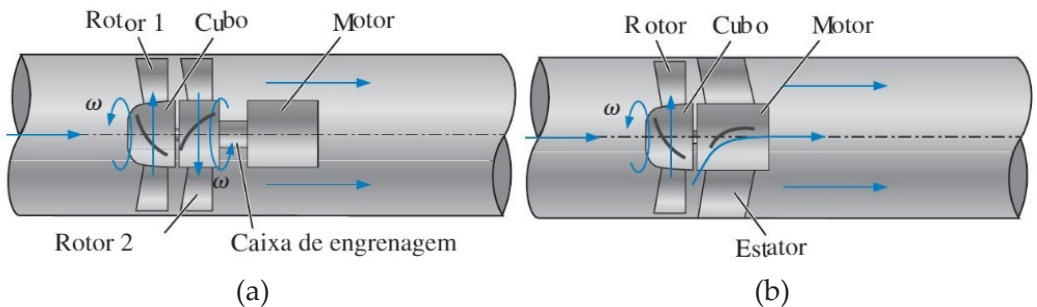


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 820)

Um ponto negativo dos ventiladores tubo-axiais é o escoamento turbilhonar produzido pelas pás rotativas, sendo indesejado em muitos casos, pois desperdiça energia cinética e tem alto nível de turbulência. Existem duas formas possíveis de eliminar o turbilhão comum nos ventiladores tubo-axiais. Uma delas é adicionando um segundo rotor que gira na direção oposta, formando um **ventilador axial contrarrotativo** (Figura 16(a)), visto que “o turbilhão causado pelo rotor a montante é cancelado por um turbilhão oposto causado pelo rotor a jusante”. Este tipo de ventilador tem capacidade de ser o mais silencioso e eficiente entre os três ventiladores axiais, mas, em contrapartida, é o mais complexo devido à necessidade de dois motores sincronizados ou uma caixa de engrenagens (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 819).

A outra forma é adicionando um conjunto de pás de estator a montante ou a jusante do rotor rotativo, conforme a Figura 16(b), caracterizando um **ventilador axial de fluxo direcionado**. As pás do estator não giram, apenas redirecionam o fluido, sendo também chamadas de palhetas diretrizes. Esta opção de ventilador é mais simples e barata que a de um ventilador axial contrarrotativo. Além disso, recupera parcialmente a energia cinética desperdiçada pelo ventilador tubo-axial e reduz o nível de turbulência, sendo mais silencioso e eficiente.

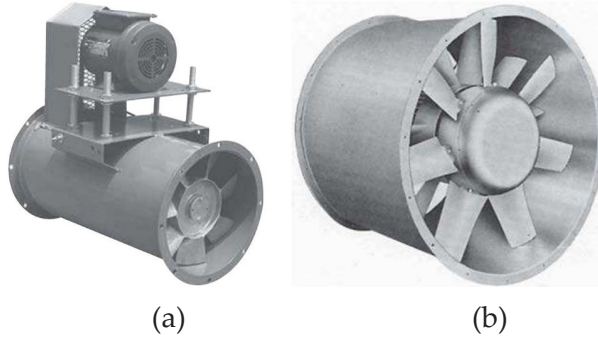
FIGURA 16 – VENTILADOR AXIAL (A) CONTRAROTATIVO E (B) DE FLUXO DIRECIONADO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 820)

O **acionamento** dos ventiladores axiais pode ser por meio de correia, como na Figura 17(a), ou por transmissão direta, como na Figura 17(b). As **pás** dos ventiladores axiais normalmente são finas, feitas de chapa de metal e não na forma de aerofólio.

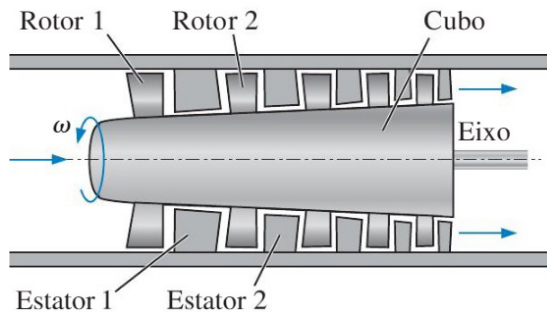
FIGURA 17 – VENTILADOR AXIAL ACIONADO POR (A) CORREIA E (B) TRANSMISSÃO DIRETA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 820)

Como o ventilador axial fornece uma alta vazão volumétrica, mas uma elevação de pressão relativamente baixa, para situações em que são necessários altos valores de vazão volumétrica e de elevação de pressão, vários pares estator-rotor podem ser combinados em série, conforme Figura 18, caracterizando uma **bomba axial de múltiplos estágios**. Quando a área de escoamento diminui a jusante temos um **compressor axial de múltiplos estágios**, pois “as pás de cada estágio posterior ficam menores à medida que o ar é mais comprimido”. Já quando a área de escoamento aumenta a jusante temos uma **turbina axial de múltiplos estágios** (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 822).

FIGURA 18 – BOMBA AXIAL DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 822)

RESUMO DO TÓPICO 1

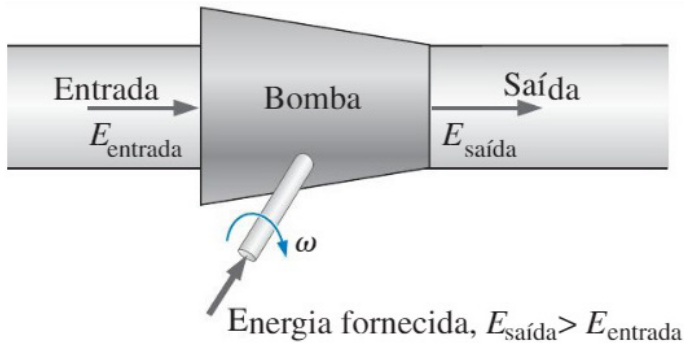
Neste tópico, você aprendeu que:

- Ventiladores, sopradores, compressores e bombas são exemplos de máquinas produtoras de trabalho.
- As bombas podem ser classificadas como de deslocamento positivo e dinâmicas.
- As bombas de deslocamento positivo são ideais para aplicações de alta pressão.
- As bombas de deslocamento positivo podem ser alternativas ou rotativas.
- Na bomba alternativa o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo ou de uma membrana flexível.
- Na bomba rotativa o líquido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças rotativas que provocam o seu escoamento.
- As bombas dinâmicas possuem um elemento rotativo chamado de rotor.
- As bombas dinâmicas não são eficazes para trabalhar com líquidos de alta viscosidade.
- As bombas dinâmicas podem ser classificadas como centrífuga, axial ou mista, em função do modo com que o escoamento sai da bomba.
- As bombas centrífugas são comuns em aplicações domésticas.
- As bombas centrífugas podem ser classificadas conforme a inclinação das pás, como inclinadas para trás, inclinadas para frente ou retas.
- As bombas axiais utilizam força de sustentação a partir do giro das pás do rotor.



- 1 As máquinas de fluxo, tanto hidráulicas quanto térmicas, podem ser subdivididas conforme o sentido de transmissão de energia, sendo classificadas como geratrizes ou operatrizes. Na figura a seguir, é ilustrada uma bomba, mostrando o sentido de transmissão de energia.

BOMBA FORNECENDO ENERGIA PARA O FLUIDO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 788)

Analise as afirmativas, assinalando V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

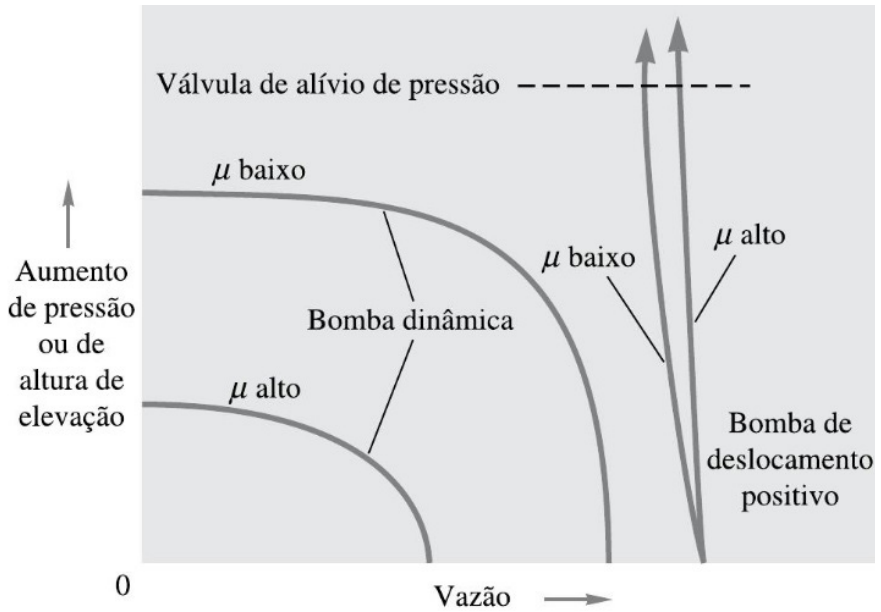
- () Bombas hidráulicas são exemplos de máquinas operatrizes.
- () Compressores são exemplos de máquinas operatrizes.
- () Ventiladores são exemplos de máquinas geratrizes.
- () O soprador é um tipo de ventilador que proporciona elevação de pressão moderada a alta.
- () Compressores fornecem altas vazões e baixa elevação de pressão.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () F, F, V, V, F.
- b) () F, V, V, F, V.
- c) () V, V, F, V, F.
- d) () V, F, V, V, F.

- 2 Para a escolha da bomba hidráulica, a viscosidade do fluido de trabalho (μ) é um fator importante, pois, em bombas de deslocamento positivo, o rotor funciona em velocidades mais baixas que o rotor de uma bomba dinâmica, podendo utilizar fluidos de maior viscosidade. A seguir, é apresentado um gráfico com a comparação das curvas típicas de desempenho das bombas dinâmicas e de deslocamento positivo com rotação constante. Observa-se que uma bomba dinâmica operando com fluido de viscosidade alta tem seu desempenho degradado.

CURVAS TÍPICAS DE DESEMPENHO DAS BOMBAS DINÂMICAS E DE DESLOCAMENTO POSITIVO COM ROTAÇÃO CONSTANTE



FONTE: White (2018, p. 742)

Analise as asserções a seguir e a relação entre elas:

I- Bombas de deslocamento positivo possuem como vantagem, em relação às bombas dinâmicas, a maior vida útil das vedações.

PORQUE

II- Quanto maior a viscosidade do fluido, maior é a dificuldade para o fluido penetrar em folgas existentes.

A seguir, assinale a alternativa CORRETA:

- a) () As asserções I e II são proposições falsas.
- b) () A asserção I é uma proposição verdadeira e a II é uma proposição falsa.
- c) () A asserção I é uma proposição falsa e a II é uma proposição verdadeira.
- d) () As asserções I e II são proposições verdadeiras, mas a II não é uma justificativa correta da I.

MÁQUINAS ABSORVEDORAS DE TRABALHO

1 INTRODUÇÃO

No Tópico 1, estudamos as máquinas produtoras de trabalho, das quais o principal exemplo é a bomba. Agora, neste Tópico 2, estudaremos as máquinas absorvedoras de trabalho, sendo a turbina o principal exemplo.

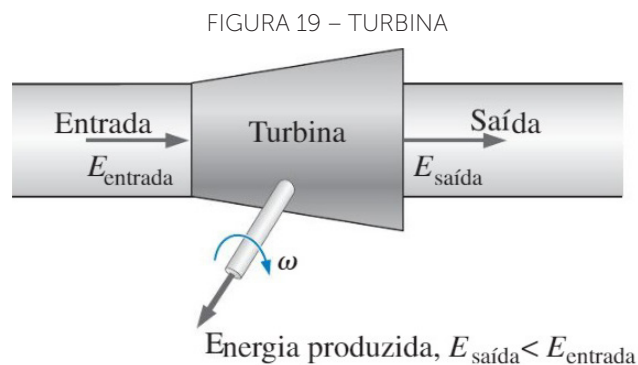
A turbina é utilizada há bastante tempo para converter a energia mecânica disponível na natureza, como rios e ventos, em trabalho mecânico útil. Existem diferentes tipos de turbinas em função do fluido de trabalho utilizado.

Neste tópico, você estudará de forma introdutória as turbinas, além de outros dispositivos, como geradores eólicos, moinhos de vento e rodas d'água.

2 TURBINAS

As turbinas são máquinas absorvedoras de trabalho, também chamadas de máquinas motrizes. Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 788), “a finalidade de uma **turbina** é extrair energia de um fluido, resultando em uma diminuição da pressão do fluido, não necessariamente em uma diminuição da velocidade do fluido através da turbina”.

Macintyre (1997) cita que as turbinas geralmente são destinadas a acionar outras máquinas, principalmente geradores de energia elétrica. Na Figura 19 é apresentado o esquema básico de uma turbina.



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 788)

As turbinas podem ser classificadas em função do **fluido de trabalho** em:

- **Turbina hidráulica:** o fluido de trabalho é a água;
- **Turbina eólica:** o fluido de trabalho é o ar;
- **Turbina a vapor:** o fluido de trabalho está na forma de vapor;
- **Turbina a gás:** o fluido de trabalho está na forma de gás.



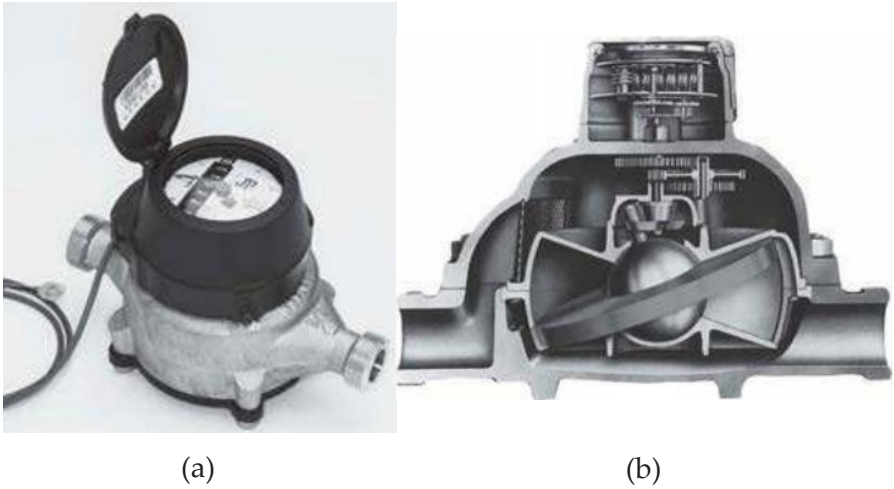
O moinho de vento é semelhante à turbina eólica, mas este termo só é utilizado quando a saída de energia mecânica tem a finalidade de moer grãos, como ocorria antigamente.

Segundo Çengel e Cimbala (2015), as turbinas que produzem energia, normalmente, possuem maior eficiência que as bombas que absorvem energia. Isso ocorre porque:

- Na maioria dos casos as bombas operam em rotações mais altas do que as turbinas, aumentando as tensões de cisalhamento e as perdas por atrito.
- A conversão da energia cinética em energia de escoamento nas bombas sobre mais perdas inerentes do que nas turbinas.
- Geralmente as turbinas são muito maiores do que as bombas, tornando menos significantes as perdas por viscosidade.
- A maioria das turbinas funciona dentro de um intervalo operacional mais estreito e a velocidades constantes, enquanto as bombas operam em um intervalo amplo de vazões.

Assim como as bombas, as turbinas também podem ser de deslocamento positivo ou dinâmicas. Uma **turbina de deslocamento positivo** é semelhante a uma bomba de deslocamento positivo, mas com o funcionamento ao contrário, visto que conforme o fluido é empurrado para o volume fechado, ele gira um eixo ou desloca um êmbolo. À medida que mais fluido entra na turbina, o volume fechado do fluido é empurrado para fora. Como existem perdas através das turbinas de deslocamento positivo, elas não são utilizadas para produção de potência e sim para medições de vazão. Um exemplo de turbina de deslocamento positivo é o medidor de água residencial (hidrômetro), como o da Figura 20(a), onde a água preenche e sai da câmara com volume conhecido a cada revolução do eixo de saída. Muitos desses medidores utilizam um disco mutante, visto na Figura 20(b), que oscila e gira conforme a água escoar pelo dispositivo.

FIGURA 20 – HIDRÔMETRO RESIDENCIAL (A) E VISTA EM CORTE (B)

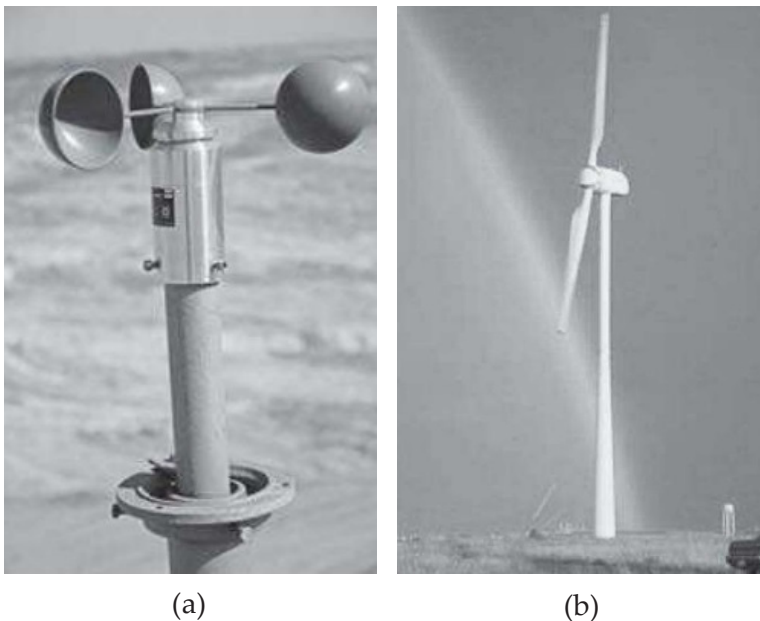


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 789-834)

As **turbinas dinâmicas** podem ser utilizadas nas mais diversas aplicações, desde medidores até geradores de potência.

Como exemplos de turbinas dinâmicas podemos citar o anemômetro utilizado para medir a velocidade do vento (Figura 21(a)), a turbina hidráulica, que extrai energia da água de uma represa e a turbina eólica (Figura 21(b)), que extrai energia do vento.

FIGURA 21 – (A) ANEMÔMETRO E (B) TURBINA EÓLICA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 790 e 835)

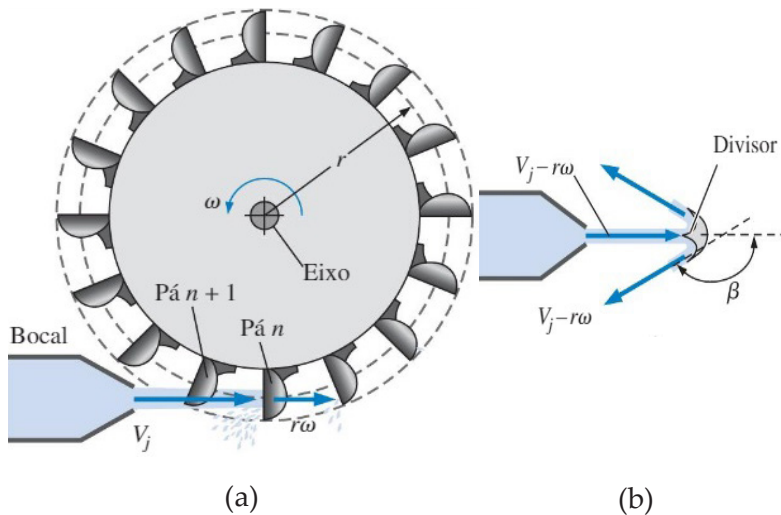
Ao longo deste tópico, será dado foco para as turbinas dinâmicas, principalmente as de grande porte projetadas para a produção de eletricidade. As turbinas dinâmicas podem ser subdivididas em duas grandes categorias: turbinas por impulso e turbinas de reação.

2.1 TURBINAS POR IMPULSO

“Em uma **turbina por impulso**, o fluido é enviado através de um bocal para que a maioria de sua energia mecânica disponível seja convertida em energia cinética. Em seguida, o jato de alta velocidade atinge palhetas em forma de “baldes” que transferem energia para o eixo da turbina”. Este funcionamento é representado através da Figura 22(a) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 835).

Uma das turbinas por impulso mais modernas e eficientes é a **roda Pelton**, onde as pás dividem o escoamento em dois e direcionam o escoamento a quase 180°, como na Figura 22(b).

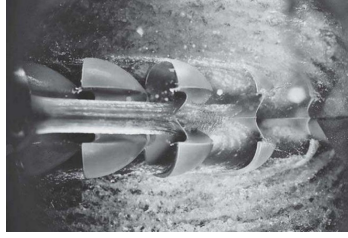
FIGURA 22 – (A) VISTA LATERAL DE UMA TURBINA POR IMPULSO E (B) VISTA INFERIOR DE UMA SEÇÃO TRANSVERSAL DA PÁ



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 835)

Na Figura 23 é apresentada a vista inferior de uma roda Pelton em operação, sendo possível observar a divisão e a mudança de direção do jato de água na pá. Nesta imagem, o jato de água entra pela esquerda e a roda Pelton gira para a direita.

FIGURA 23 – VISTA INFERIOR DE UMA RODA PELTON EM OPERAÇÃO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 836)

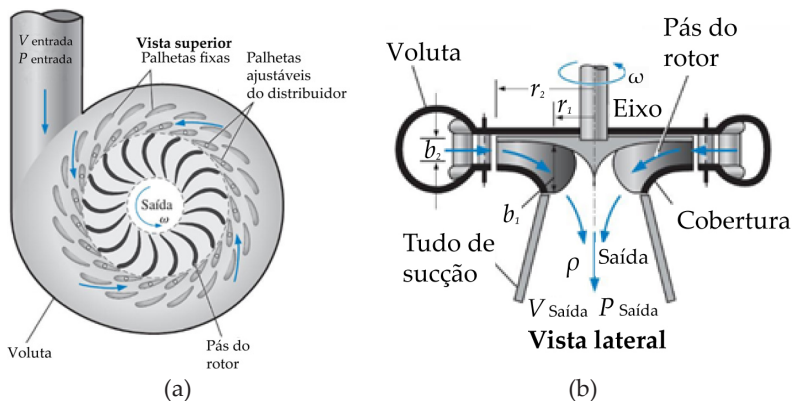
As turbinas por impulso exigem uma carga maior que as turbinas por reação, mas podem operar com uma vazão de escoamento menor.

2.2 TURBINAS DE REAÇÃO

A **turbina de reação** consiste em palhetas direcionadoras fixas, palhetas direcionadoras ajustáveis e pás rotativas do rotor, conforme Figura 24(a). Nestas turbinas o escoamento entra de forma tangencial em alta pressão, sendo direcionado para o rotor pelas palhetas fixas conforme flui ao longo da voluta. Em seguida, passa pelo distribuidor e, à medida que o rotor gira, há uma troca de quantidade de movimento entre a água e o rotor, gerando uma grande queda de pressão.

As palhetas direcionadoras com ângulo ajustável controlam a vazão através do rotor e, em alguns casos, segundo Çengel e Cimbala (2015), é possível que estas palhetas se fechem umas sobre as outras, impedindo o escoamento da água para o rotor. O número de palhetas ajustáveis não é igual ao número de pás do rotor, pois poderia ocasionar grande vibração. Na Figura 24(a) existem 17 pás de rotor e 20 palhetas ajustáveis. O número de palhetas fixas e de palhetas ajustáveis, em geral, é igual, pois como nenhuma delas gira com o rotor a chance de vibração é menor.

FIGURA 24 – (A) VISTA SUPERIOR E (B) VISTA LATERAL DE UMA TURBINA DE REAÇÃO



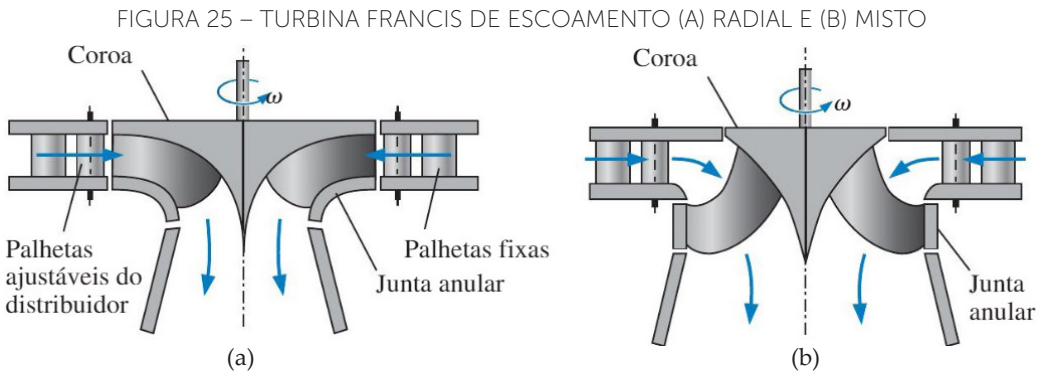
FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 838)

As turbinas de reação podem operar com muito menos carga, mas exigem uma vazão volumétrica mais alta, se comparadas às turbinas por impulso.

Existem dois tipos principais de turbinas de reação: a turbina Francis e a turbina Kaplan. A geometria da **turbina Francis** é semelhante a uma bomba centrífuga ou de escoamento misto, com o escoamento na direção contrária. Já a **turbina Kaplan** é semelhante a um ventilador de escoamento axial que funciona ao contrário.

Existem várias subcategorias das turbinas Francis e Kaplan. De modo semelhante, mas inverso à classificação das bombas, as turbinas de reação podem ser classificadas em função do ângulo com o qual o escoamento entra no rotor:

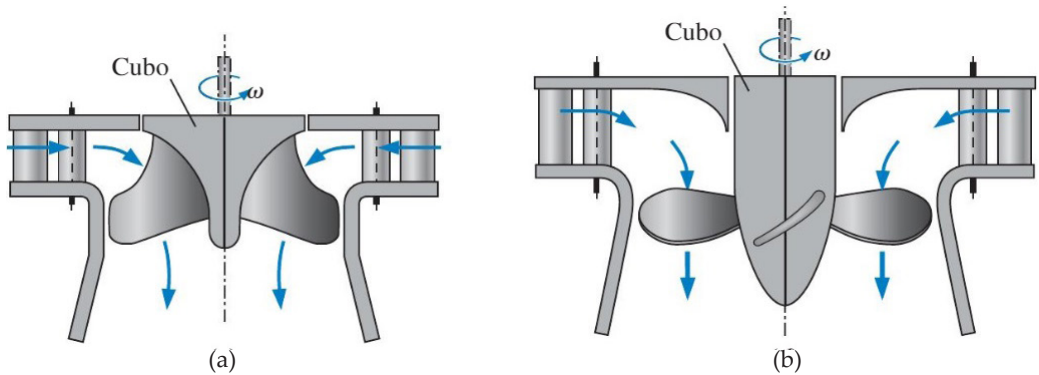
- **Turbina Francis de escoamento radial:** o escoamento entra no rotor radialmente como na Figura 25(a).
- **Turbina Francis de escoamento misto:** este é o desenho mais comum, onde o escoamento entra no rotor com algum ângulo entre radial e axial, como na Figura 25(b).
- **Turbina *propeller* de escoamento misto ou turbina de escoamento misto:** o rotor não tem cobertura e o escoamento entra parcialmente inclinado, como na Figura 26(a);
- **Turbina de escoamento axial:** o escoamento está inteiramente na direção axial antes de entrar no rotor, como na Figura 26(b).



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 839)

Uma turbina Francis grande pode ter 16 ou mais pás no rotor, atingindo uma eficiência entre 90% e 95%. Elas podem ser consideradas turbinas intermediárias, pois são adequadas para cargas entre as cargas altas das turbinas Pelton e as cargas baixas das turbinas Kaplan (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

FIGURA 26 – TURBINA DE ESCOAMENTO (A) MISTO E (B) AXIAL



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 839)

As **turbinas de escoamento axial** podem ser subdivididas em dois tipos: turbinas Kaplan e turbinas *propeller*:

- **Turbinas Kaplan:** são chamadas de duplamente reguladas, pois a vazão é controlada regulando as palhetas ajustáveis do distribuidor e ajustando a torção das pás do rotor;
- **Turbinas *propeller*:** são quase idênticas às turbinas Kaplan, mas as pás são fixas e a vazão é regulada apenas pelas palhetas ajustáveis do distribuidor.

As turbinas Kaplan e as turbinas *propeller* são as mais adequadas para condições de carga baixa e vazão alta, se comparadas às turbinas Pelton e Francis, e suas eficiências podem chegar até 94% (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).



Em uma turbina de reação, a água preenche completamente a carcaça da turbina, produzindo, em geral, mais potência do que uma turbina de impulso de mesmo diâmetro, carga líquida e vazão.

Como já falado neste tópico, existem outros tipos de turbinas, além das turbinas hidráulicas. As **turbinas a gás e a vapor** são projetadas para usar gases, como produtos de combustão ou vapor. Estas turbinas são bastante utilizadas em usinas térmicas e nucleares, onde o vapor à alta pressão é produzido por uma caldeira e depois direcionado para a turbina produzir eletricidade.

Buscando aumentar a eficiência das turbinas a vapor, elas normalmente têm dois estágios: um de alta pressão e outro de baixa pressão. A maioria das turbinas a vapor usadas em usinas são axiais com múltiplos estágios. Turbinas axiais similares a essas são usadas em motores de aviões a jato e turbinas a gás.

FIGURA 27 – TURBINA A VAPOR DE DOIS ESTÁGIOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 847)

“Uma **turbina a gás** é similar a um motor a jato, exceto que em vez de fornecer empuxo, a turbina é desenhada para o máximo de energia do combustível para um eixo rotativo, que é conectado com um gerador elétrico” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 847).

As turbinas a gás utilizadas na geração de energia são, na maioria das vezes, muito maiores do que motores a jato e, assim como as turbinas hidráulicas, ganham eficiência conforme seu tamanho é aumentado.

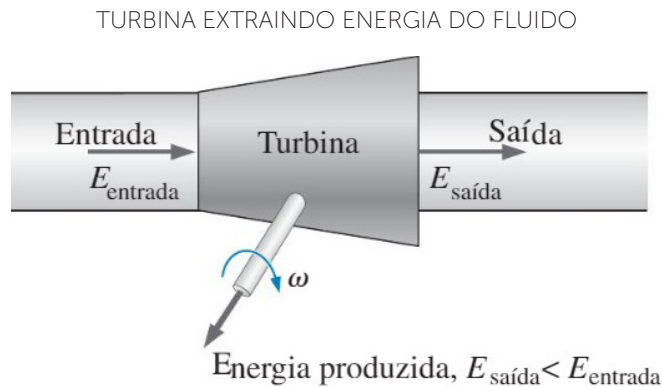
RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Turbinas, geradores eólicos, moinhos de vento e rodas d'água são exemplos de máquinas absorvedores de trabalho.
- As turbinas geralmente são destinadas a acionar outras máquinas, principalmente geradores de energia elétrica.
- As turbinas podem ser classificadas em função do fluido de trabalho como hidráulicas, eólicas, a vapor e a gás.
- As turbinas podem ser classificadas como de deslocamento positivo e dinâmicas.
- A turbina de deslocamento positivo é utilizada para medição de vazão.
- As turbinas dinâmicas podem ser utilizadas desde medidores até geradores de potência.
- As turbinas dinâmicas podem ser classificadas como turbinas por impulso e de reação.
- A roda Pelton é o principal exemplo de turbina por impulso.
- A turbina Francis e a turbina Kaplan são os principais exemplos de turbinas de reação.
- As turbinas Francis e Kaplan podem ser classificadas conforme o ângulo com o qual o escoamento sai da pá do rotor.
- As turbinas a gás e a vapor são desenvolvidas para gases, como produtos de combustão ou vapor, sendo utilizadas em usinas térmicas e nucleares.



1 As turbinas possuem a finalidade de extrair energia de um fluido, como ilustrado a seguir, sendo, muitas vezes, utilizadas para acionar outras máquinas. As turbinas podem ser hidráulicas, eólicas, a vapor ou a gás, dependendo de qual o fluido de trabalho utilizado.



FONTES: Çengel e Cimbala (2015, p. 788)

Analisar as afirmativas a seguir, assinalando V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- () As turbinas geralmente possuem maior eficiência que as bombas.
- () Nas turbinas eólicas, o fluido de trabalho é o gás hélio.
- () As turbinas normalmente são muito maiores que as bombas.
- () Turbinas eólicas são exemplos de máquinas operatrizes.
- () Turbinas hidráulicas são exemplos de máquinas geratrizes.

Agora, assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () F, F, V, V, F.
- b) () V, F, V, V, F.
- c) () V, V, F, V, F.
- d) () V, F, V, F, F.

2 As turbinas podem ser classificadas em função do sentido em que o fluido escoar, sendo radiais, axiais ou mistas. Outra possibilidade de classificação é pela forma dos canais entre as pás do rotor, sendo turbina por impulso (ação) ou turbina de reação.

Com relação às turbinas de ação e de reação, analise as afirmativas a seguir:

- I- A roda Pelton é um exemplo de máquina de reação.
- II- A turbina Francis pode ser radial ou mista.
- III- A turbina Kaplan é radial.
- IV- As turbinas Francis são consideradas intermediárias entre as turbinas Pelton e as turbinas Kaplan, em relação às cargas.
- V- Turbinas *propeller* possuem pás fixas e a vazão é regulada apenas pelas palhetas ajustáveis do distribuidor.

Está CORRETO apenas o que se afirma em:

- a) () II e IV.
- b) () I, II e V.
- c) () II, IV e V.
- d) () I, III e IV.

1 INTRODUÇÃO

O projeto de bombas e turbinas pode ser facilitado a partir da teoria monodimensional, considerando algumas hipóteses. Já a análise de desempenho desses equipamentos é possível a partir de alguns parâmetros como carga líquida, potência hidráulica, potência de eixo e eficiência. Diagramas de velocidade também são úteis para a análise de desempenho, pois a partir de suas componentes é possível obter o torque no eixo e a carga líquida.

Alguns parâmetros adimensionais podem ser obtidos ao aplicar o método das variáveis repetidas, sendo chamados de coeficiente de carga, de capacidade e de potência. O cálculo da eficiência da bomba e da turbina também é possível a partir destes parâmetros adimensionais.

Neste último tópico da Unidade 2, você estudará a teoria monodimensional, parâmetros de desempenho, diagramas de velocidade e parâmetros adimensionais, tanto para bombas quanto para turbinas.

2 TEORIA MONODIMENSIONAL

Na **teoria monodimensional**, que também pode ser chamada de teoria unidimensional, para o projeto de uma máquina de fluxo, geralmente o projetista parte de hipóteses ideais e simplificadas para, somente depois, transformar as condições ideais em condições reais a partir da introdução de fatores de correção.

Segundo Brasil (2006), a teoria monodimensional admite as **duas hipóteses**:

- 1- O rotor tem um número infinito de pás / palhetas.
- 2- As pás são infinitamente delgadas, ou seja, com espessura nula.

A **hipótese 1** garante que para um mesmo raio não há variação na velocidade nem na pressão nos pontos que vão da face de ataque de uma pá até a face dorsal da próxima pá. Com um número infinito de pás, entre duas pás só pode fluir um filete de corrente, fazendo com que a velocidade e a pressão no ponto sejam iguais à velocidade e a pressão no filete.

Pode-se “admitir que um só fio de corrente representa todos os demais e que a trajetória relativa do filete coincida com o perfil das palhetas” (BRASIL, 2006, p. 53). Como isto não ocorre em um rotor real, é preciso que seja utilizado um fator de correção considerando o número real de palhetas.

A corrente de fluido em um rotor real é composta por **duas correntes**, que variam ao longo do canal formado pelas palhetas:

- **Corrente de fluxo:** corrente na qual o fluido penetra e tende a sair do rotor;
- **Corrente de circulação:** corrente na qual o fluido tende a girar no espaço entre as palhetas assim que é posto a girar.

A **hipótese 2** faz com que não exista contração da seção de entrada provocada por palhetas espessas. Como isto também não ocorre em rotores reais, é preciso utilizar fatores de correção.

3 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE BOMBAS

Para a análise de desempenho de bombas são necessários alguns parâmetros, como a vazão mássica e a vazão volumétrica. A **vazão mássica** (\dot{m}) é a vazão de massa de fluido através da bomba. Já quando o escoamento é incompressível, o mais comum é utilizar a **vazão volumétrica** (\dot{Q}), também chamada de capacidade, conforme a Equação 02.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (02)$$

ρ é a massa específica.

O desempenho de uma bomba também pode ser determinado pela **carga líquida** (H), que é a variação da carga de Bernoulli entre a entrada e a saída, conforme Equação 03.

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_s - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_e \quad (03)$$

P é a pressão, g é a aceleração da gravidade, v é a velocidade e z é a elevação. Os subscritos s e e representam, respectivamente, saída e entrada.



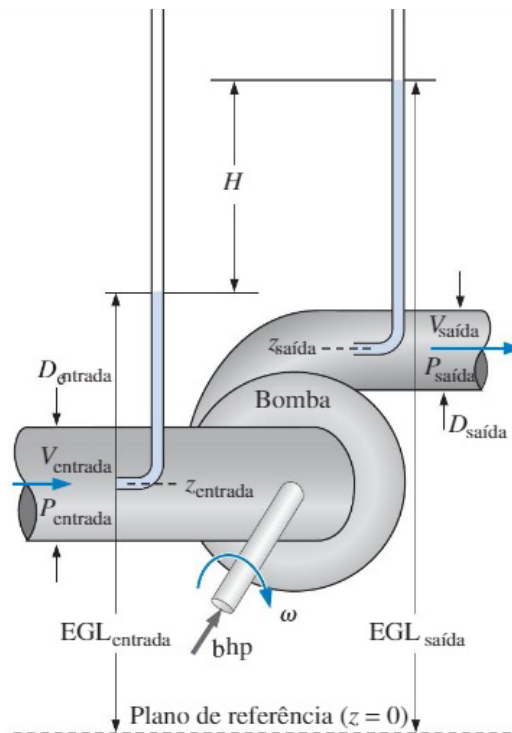
A carga líquida também pode ser chamada de altura de coluna de água equivalente, mesmo em situações de bombas que não bombeiam água.

Quando um líquido é bombeado, a carga de Bernoulli na entrada é equivalente à linha de energia (EGL – *Energy Grade Line*) na entrada (EGL_{entrada}), já a carga na saída é equivalente à linha de energia na saída ($EGL_{\text{saída}}$). Mesmo em situações em que a elevação da saída é diferente da elevação da entrada e que o diâmetro e a velocidade são diferentes, H pode ser calculada pela Equação 04.

$$H = EGL_{\text{saída}} - EGL_{\text{entrada}} \quad (04)$$

Na figura a seguir, é apresentado o esquema de uma bomba para melhor ilustrar a carga líquida e as linhas de energia.

FIGURA 28 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE UMA BOMBA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 791)

Em situações em que o escoamento é incompressível, os diâmetros de entrada e saída são idênticos ($D_{saída} = D_{entrada}$), implicando velocidades de entrada e de saída iguais, e não há variação de elevação ($z_{entrada} = z_{saída}$), H pode ser calculada pela Equação 05, sendo a elevação de pressão através da bomba.

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} \tag{05}$$

Çengel e Cimbala (2015, p. 790) citam que “a carga líquida é proporcional à potência útil efetivamente fornecida ao fluido”. Esta potência é chamada de **potência hidráulica** ($\dot{W}_{hidráulica}$), mesmo quando o fluido que está sendo bombeado não é água. A potência hidráulica pode ser calculada pela Equação 06.

$$\dot{W}_{hidráulica} = \dot{m}gH = \rho g \dot{Q}H \tag{06}$$

Como todas as bombas sofrem perdas irreversíveis durante seu funcionamento, como atrito, vazamento interno, dissipação turbulenta, entre outras, a energia mecânica que é fornecida à bomba precisa ser maior que a potência hidráulica. A potência externa fornecida à bomba é chamada de **potência de eixo** (\dot{W}_{eixo}), também podendo ser chamada de potência de freio (BHP – *Brake Horse Power*), sendo calcula pela Equação 07.

$$\dot{W}_{eixo} = \omega T_{eixo} \tag{07}$$

ω é a velocidade rotacional do eixo, em rad/s e T_{eixo} em N.m, é o torque fornecido ao eixo.

A **eficiência** (η) é a relação entre a saída real e a entrada necessária. A **eficiência da bomba** (η_{bomba}) pode ser definida através da Equação 08.

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{\dot{W}_{eixo}} = \frac{\rho g \dot{Q}H}{\omega T_{eixo}} \tag{08}$$

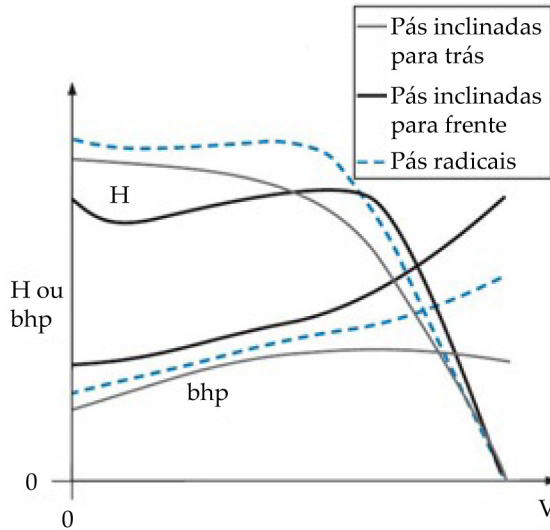


Na Unidade 3, você verá com maiores detalhes como escolher uma bomba para um sistema de tubulações a partir das curvas de desempenho.

4 DIAGRAMAS DE VELOCIDADE PARA BOMBAS

Ao longo do Tópico 1 desta Unidade vimos que as bombas centrífugas podem ter três diferentes classificações em função da inclinação de suas pás. A seguir, é apresentada a comparação entre as curvas de carga líquida (H) e de potência no eixo (BHP) para os três tipos de bombas centrífugas.

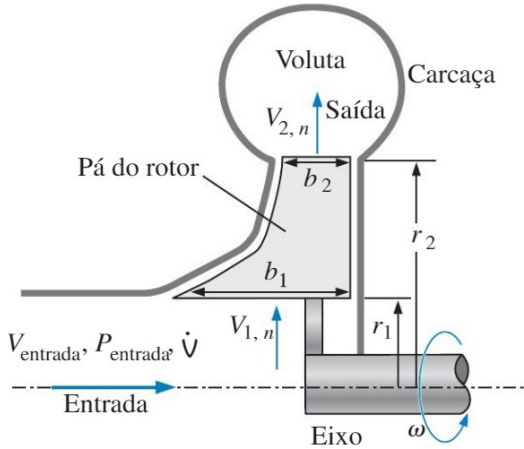
FIGURA 29 – CURVAS DE CARGA LÍQUIDA E POTÊNCIA NO EIXO PARA OS TRÊS TIPOS DE BOMBA CENTRÍFUGA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 808)

Para qualquer uma das inclinações das pás do rotor é possível analisar os vetores da velocidade através das pás. Para simplificar a análise considera-se o escoamento permanente e incompressível e as componentes da velocidade radial ou normal (subscrito n) e circunferencial ou tangencial (subscrito t) da entrada para a saída da pá. A componente da velocidade axial não será considerada. A seguir, é apresentada uma vista lateral de uma bomba centrífuga simplificada, onde $V_{1,n}$ e $V_{2,n}$ são as componentes normais médias da velocidade de raios r_1 e r_2 , respectivamente.

FIGURA 30 – VISTA LATERAL DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA SIMPLIFICADA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 809)

A vazão volumétrica (\dot{Q}) que entra no centro da bomba passa através da área de seção transversal circunferencial definida pela largura b_1 de raio r_1 . A conservação da massa garante que essa mesma vazão volumétrica passe através da área de seção transversal circunferencial definida pela largura b_2 de raio r_2 , exclusivamente porque o escoamento é considerado permanente e incompressível.

A partir disso, a vazão volumétrica pode ser definida pela Equação 09:

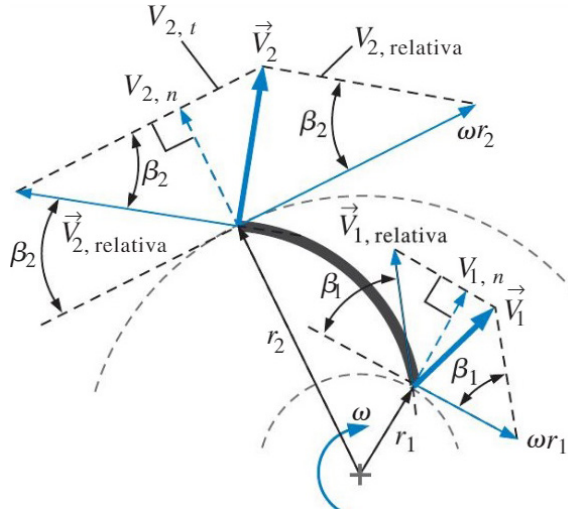
$$\dot{Q} = 2\pi r_1 b_1 V_{1,n} = 2\pi r_2 b_2 V_{2,n} \tag{09}$$

É possível observar a relação entre $V_{1,n}$ e $V_{2,n}$ através da Equação 10:

$$V_{2,n} = V_{1,n} \frac{r_1 b_1}{r_2 b_2} \tag{10}$$

A seguir, é ilustrado um **diagrama de velocidades** da vista frontal da pá do rotor, em que são apresentadas as componentes da velocidade radial (subscrito n) e tangencial (subscrito t).

FIGURA 31 – VISTA FRONTAL DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA SIMPLIFICADA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 809)

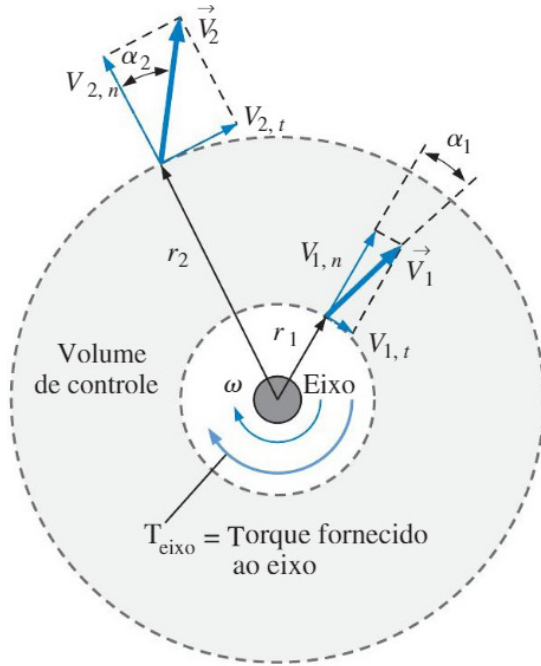
A entrada da pá se move com velocidade tangencial ωr_1 , assim como a saída da pá se move à velocidade tangencial ωr_2 . Essas duas velocidades diferem em magnitude e direção, em função da inclinação da pá. O ângulo do bordo de ataque β_1 é o ângulo da pá relativo à direção tangencial reversa de raio r_1 e o ângulo do bordo de fuga β_2 é o ângulo da pá relativo à direção tangencial reversa de raio r_2 .

Segundo Çengel e Cimbala (2015), assumimos, de forma simplificada, que o escoamento é sempre tangente à superfície da pá quando visualizado sob uma referência que gira com a pá. Com isso, supõe-se que não há separação de escoamento em nenhuma parte ao longo da superfície da pá, o que é válido para situações em que a bomba centrífuga opera nas – ou próximo das – condições de projeto.

Os vetores de velocidade $\vec{V}_{1,relativa}$ e $\vec{V}_{2,relativa}$ estão desenhados paralelos à superfície da pá. Quando é adicionada vetorialmente a velocidade tangencial ωr_1 , completa-se o paralelogramo e o vetor resultante é a velocidade absoluta do fluido \vec{V}_1 na entrada da pá. Da mesma forma é obtida a velocidade absoluta do fluido \vec{V}_2 na saída da pá.

Para avaliar o torque no eixo rotativo é aplicada a relação do momento angular a um volume de controle, onde o volume de controle cerca as pás, do raio r_1 até o raio r_2 . Os ângulos α_1 e α_2 são os ângulos de diferença do vetor de velocidade absoluta em relação à direção normal nos raios r_1 e r_2 , respectivamente.

FIGURA 32 – VOLUME DE CONTROLE PARA ANÁLISE DO MOMENTO ANGULAR EM UMA BOMBA CENTRÍFUGA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 810)

Considera-se que o escoamento entra no volume de controle com velocidade absoluta uniforme \vec{V}_1 ao redor de toda a circunferência ao raio r_1 , e sai com velocidade absoluta uniforme \vec{V}_2 ao redor de toda a circunferência ao raio r_2 . Apenas as componentes tangenciais são relevantes para o torque no eixo, que é igual à variação no momento angular (M) entre a entrada e a saída (Equação 11), dando origem a Equação 12, que é chamada de equação de turbomáquina de Euler.

$$\Sigma M = \sum_s r \dot{m} V - \sum_e r \dot{m} V \tag{11}$$

$$T_{eixo} = \rho \dot{Q} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) \tag{12}$$

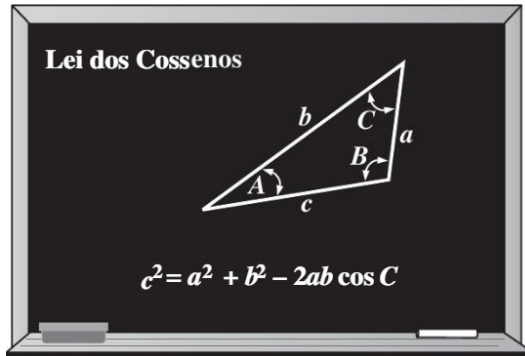
A Equação 12 também é válida para determinar o torque no eixo de uma turbina. Em regime permanente, o momento angular que entra e sai do sistema deve ser igual ao torque fornecido ao eixo ou recebido do eixo.

Como na análise simplificada, considera-se que não existem perdas irreversíveis, a eficiência da bomba é igual a 1, fazendo com que a potência hidráulica e a potência no eixo sejam iguais. Com isso, a carga líquida pode ser calculada através da Equação 13:

$$H = \frac{1}{g} (\omega r_2 V_{2,t} - \omega r_1 V_{1,t}) \quad (13)$$

Para projetar a **forma das pás do rotor**, aplica-se a lei dos cossenos no triângulo de velocidades. Após alguns cálculos e simplificações, chega-se à equação de Bernoulli em um sistema de referência rotativo, como na Equação 14, que é válida para casos ideais em que não há perdas irreversíveis através do rotor.

FIGURA 33 – LEI DOS COSSENOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 811)

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{relativa}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z = \text{constante} \quad (14)$$

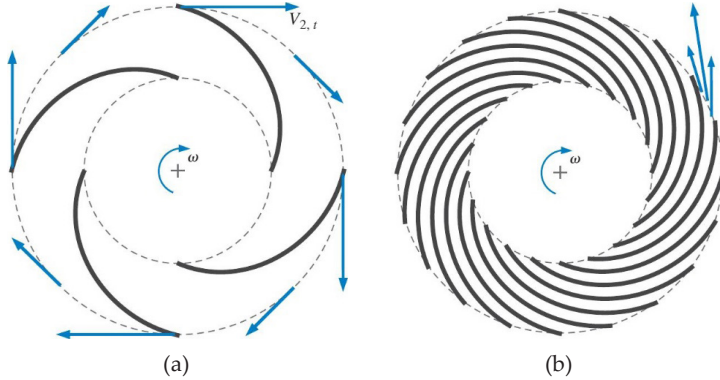
A vazão volumétrica em função do ângulo de entrada da pá β_1 e da velocidade rotacional pode ser calculada através da Equação 15. Substituindo o subscrito 1 pelo subscrito 2 calcula-se em função do ângulo de saída da pá β_2 .

$$\dot{Q} = 2\pi b_1 \omega r_1^2 \text{tg}(\beta_1) \quad (15)$$

Para a definição da **quantidade de pás de um rotor**, deve-se levar em consideração que:

- **Número muito pequeno de pás** leva a uma alta perda de escoamento circulatório, como na Figura 34(a);
- **Número muito elevado de pás** leva a perdas de passagem, que são as perdas de bloqueio de escoamento excessivas e as perdas devido ao crescimento das camadas limite, como na Figura 34(b).

FIGURA 34 – ROTOR DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA COM (A) POUQUÍSSIMAS PÁS E (B) EXCESSO DE PÁS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 815)

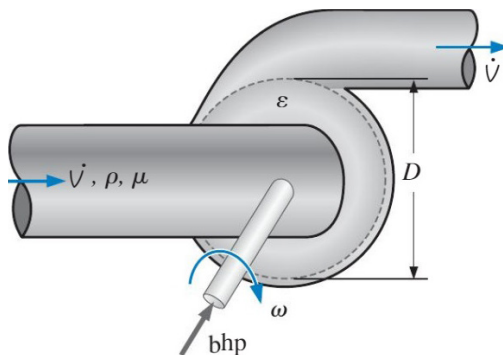
Um resultado ótimo depende de diversos estudos de engenharia e não será abordado neste livro, mas, segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 815), “11, 14 e 16 são números de pás de rotor comuns para as bombas centrífugas médias”.

5 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS DE BOMBAS

A análise dimensional de bombas pode ser realizada aplicando o **método das variáveis repetidas** em:

- Relação entre gravidade vezes a carga líquida (gH), em m^2/s^2 .
- Vazão volumétrica (\dot{Q}), em m^3/s .
- Comprimento característico, como diâmetros das pás do rotor (D), em m.
- Altura da rugosidade da superfície das pás (ϵ), em mm.
- Velocidade de rotação do rotor (ω), em rad/s.
- Massa específica (ρ), em kg/m^3 .
- Viscosidade (μ), em kg/m .

FIGURA 35 – ANÁLISE DIMENSIONAL DE UMA BOMBA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 825)

A partir dessas variáveis, é possível desenvolver relações envolvendo parâmetros adimensionais, como na Equação 16:

$$\frac{gH}{\omega^2 D^2} = \text{função de} \left(\frac{\dot{Q}}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (16)$$

Se uma análise semelhante for realizada com a potência no eixo em relação às mesmas variáveis, temos:

$$\frac{\text{BHP}}{\rho \omega^3 D^5} = \text{função de} \left(\frac{\dot{Q}}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (17)$$

O segundo parâmetro nas Equações 16 e 17 é o número de Reynolds (Re) e o terceiro é o parâmetro adimensional da rugosidade. Com isso, os três novos grupos adimensionais dessas equações são **coeficiente de carga** C_H (Equação 18), **coeficiente de capacidade** C_Q (Equação 19) e **coeficiente de potência** C_P (Equação 20).

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (18)$$

$$C_Q = \frac{\dot{Q}}{\omega D^3} \quad (19)$$

$$C_P = \frac{\text{BHP}}{\rho \omega^3 D^5} \quad (20)$$

A **eficiência da bomba** (η_{bomba}) pode ser calculada a partir de uma combinação desses parâmetros adimensionais, como na Equação 21:

$$\eta_{bomba} = \frac{C_Q C_H}{C_P} \quad (21)$$

Um parâmetro adimensional importante é o **coeficiente de carga de sucção** C_{NPSH} conforme Equação 22:

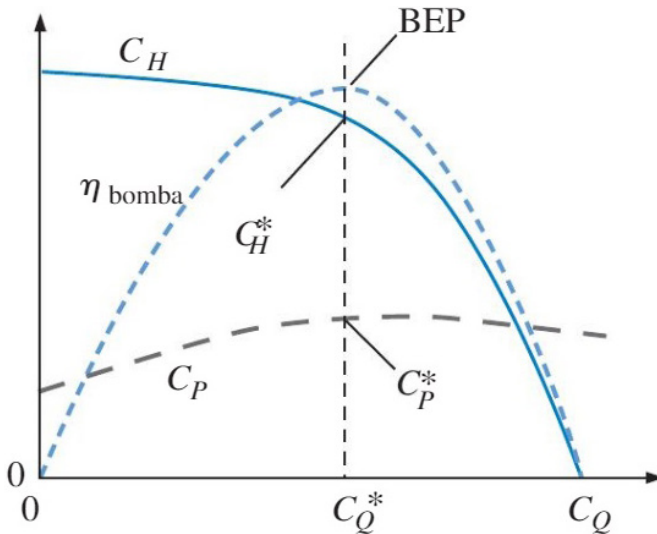
$$C_{NPSH} = \frac{gNPSH_{necessária}}{\omega^2 D^2} \tag{22}$$

$NPSH_{necessária}$ é a NPSH mínima requerida para evitar cavitação na bomba. A NPSH (*net positive suction head*) é a carga de sucção positiva, em metros, ou seja, a diferença entre a pressão de estagnação da entrada da bomba e a carga da pressão do vapor, calculada pela Equação 23:

$$NPSH = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{entrada\ da\ bomba} - \frac{P_v}{\rho g} \tag{23}$$

Alguns desses parâmetros adimensionais podem dar origem a **curvas adimensionais de desempenho de bombas**. É uma bomba centrífuga típica, em que C_H , C_P e η_{bomba} são funções apenas de C_Q . O ponto BEP (*best efficiency point*) é o ponto ótimo de eficiência da bomba. Fique atento, pois para outras bombas as curvas serão diferentes.

FIGURA 36 – CURVAS ADIMENSIONAIS DE DESEMPENHO DE UMA BOMBA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 826)

Outro parâmetro adimensional útil para bombas é a **velocidade específica da bomba** N_{sp} , uma combinação dos parâmetros C_Q e $C_{H'}$, sendo calculada através da Equação 24:

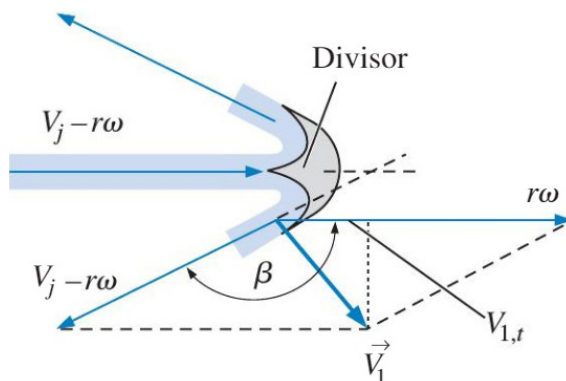
$$N_{sp} = \frac{C_Q^{1/2}}{C_{H'}^{3/4}} = \frac{\omega \dot{Q}^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (24)$$

“A velocidade específica da bomba é usada para caracterizar a operação de uma bomba em suas condições ideais (ponto de eficiência ótima) e é útil para a seleção preliminar de bomba” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 828).

6 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE TURBINAS

No Tópico 2 desta unidade, vimos as **turbinas por impulso**, das quais um dos exemplos é a roda Pelton. A seguir, é apresentado o diagrama de velocidades dos escoamentos para dentro e para fora de uma pá de roda Pelton.

FIGURA 37 – DIAGRAMA DE VELOCIDADES DE UMA PÁ DE RODA PELTON



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 837)

A **potência no eixo de saída** (\dot{W}_{eixo}) pode ser calculada através da Equação 25:

$$\dot{W}_{eixo} = \rho r \omega \dot{Q} (V_j - r\omega) (1 - \cos\beta) \quad (25)$$

V_j é a velocidade do jato. A partir dessa equação é possível concluir que a potência máxima é atingida em $\beta = 180^\circ$, mas isso impactaria no torque gerado e na potência. Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 837), “na prática, a potência máxima é atingida pela redução de β para em torno de 160° a 165° ”.

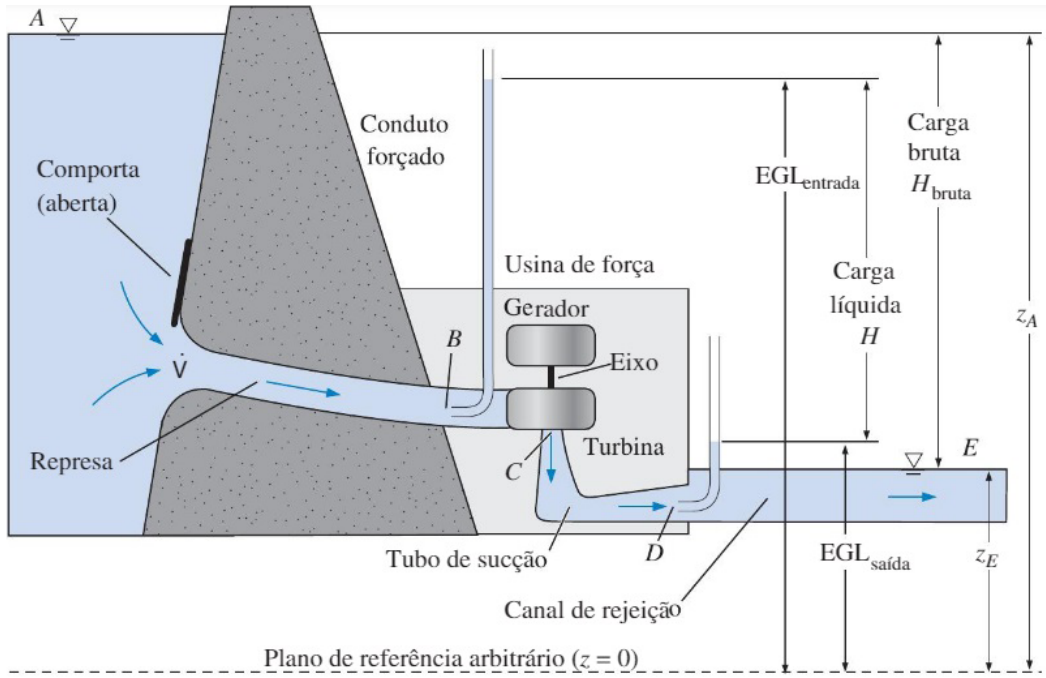
O **fator de eficiência** devido a β ser menor que 180° (η_β) é calculado pela Equação 26:

$$\eta_\beta = \frac{\dot{W}_{eixo,real}}{\dot{W}_{eixo,ideal}} = \frac{1 - \cos\beta}{1 - \cos(180^\circ)} \quad (26)$$

Pela Equação 22, quando $r\omega = 0$, a potência no eixo é zero, pois significa que o rotor não gira, e quando $r\omega = V_j$, a potência no eixo é zero, pois a pá se move na mesma velocidade do jato. A velocidade ideal do rotor se encontra em algum lugar entre estes dois valores ($r\omega$ entre 0 a V_j).

As **turbinas de reação**, dentre as quais está a turbina Francis, podem ser utilizadas para gerar eletricidade em usinas hidrelétricas.

FIGURA 38 – REPRESENTAÇÃO DE UMA USINA HIDRELÉTRICA QUE UTILIZA TURBINA FRANCIS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 841)

A **carga bruta** (H_{bruta}), que é a diferença de elevação entre a superfície do reservatório a montante da represa e a superfície da água que sai da represa, pode ser calculada pela Equação 27:

$$H_{bruta} = z_A - z_E \quad (27)$$

Em situações ideais, em que não ocorrem perdas irreversíveis no sistema, a **máxima potência gerada pela turbina** (\dot{W}_{ideal}) pode ser calculada através da Equação 28:

$$\dot{W}_{ideal} = \rho g \dot{Q} H_{bruta} \quad (28)$$

A **carga líquida de uma turbina** (H), que é “a diferença entre a linha piezométrica imediatamente a montante da turbina e a linha piezométrica na saída do tubo de sucção”

$$H = LP_{entrada} - LP_{saída} \quad (29)$$

LP é a altura da linha piezométrica, que é uma linha imaginária que representa as parcelas estáticas da carga.



Em canais abertos, a linha piezométrica coincide com a superfície do fluido.

A eficiência da turbina ($\eta_{turbina}$) pode ser calculada através da relação exposta na Equação 30:

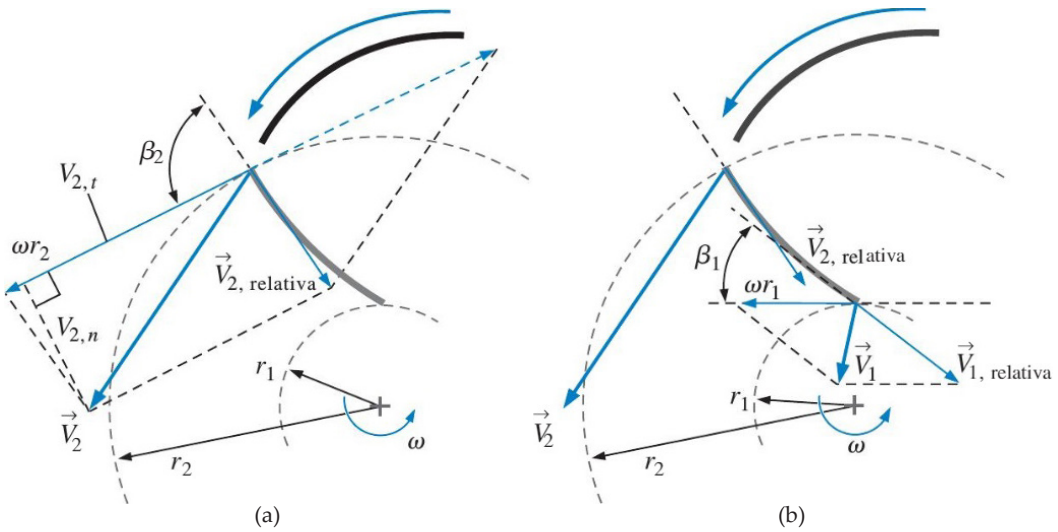
$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{hidráulica}} = \frac{BHP}{\rho g H \dot{Q}} \quad (30)$$

7 DIAGRAMAS DE VELOCIDADE PARA TURBINAS

Assim como para as bombas, para as turbinas também é possível fazer análises através da equação de turbomáquina de Euler e de **diagramas de velocidade**.

Como a direção do escoamento em uma turbina é oposta à de uma bomba, a entrada está em r_2 e a saída em r_1 . Na Figura 39 são apresentados os vetores de velocidade relativa e absoluta para os raios externos (Figura 39(a)) e interno (Figura 39(b)) do rotor de uma turbina Francis. A linha preta grossa representa a palheta fixa e a linha cinza grossa a pá do rotor.

FIGURA 39 – VETORES DE VELOCIDADE RELATIVA E ABSOLUTA E GEOMETRIA PARA (A) RAIOS EXTERNO E (B) RAIOS INTERNO DO ROTOR DE UMA TURBINA FRANCIS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 843)

A componente tangencial ($V_{2,t}$) do vetor velocidade absoluta (\vec{V}_2) é obtida pela Equação 31:

$$V_{2,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,n}}{\tan \beta_2} \tag{31}$$

Já a componente tangencial ($V_{1,t}$) do vetor velocidade absoluta (\vec{V}_1) é obtida pela Equação 32:

$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1} \tag{32}$$



Mesmo β_2 parecendo um ângulo de 90° , ele é ângulo do bordo de fuga da pá, enquanto β_1 é o ângulo do bordo de ataque.

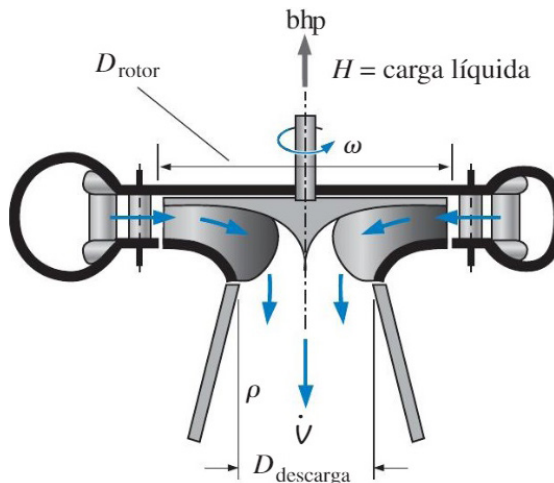
Com isso, essas duas componentes tangenciais podem ser utilizadas para calcular o torque no eixo, pela Equação 33, da mesma forma que houve o cálculo através da Equação 12.

$$T_{\text{eixo}} = \rho \dot{Q} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) \quad (33)$$

8 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS DE TURBINAS

Assim como para as bombas, os parâmetros adimensionais também podem ser utilizados para a análise dimensional das turbinas, através do **método das variáveis repetidas**. A seguir, são apresentadas as principais variáveis utilizadas na análise dimensional de uma turbina.

FIGURA 40 – ANÁLISE DIMENSIONAL DE UMA TURBINA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 855)

Os parâmetros adimensionais para turbinas são **coeficiente de carga** C_H (Equação 34, assim como na Equação 18), **coeficiente de capacidade** C_Q (Equação 35, assim como na Equação 19) e **coeficiente de potência** C_P (Equação 36, assim como na Equação 20).

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (34)$$

$$C_Q = \frac{\dot{Q}}{\omega D^3} \quad (35)$$

$$C_P = \frac{\text{BHP}}{\rho \omega^3 D^5} \quad (36)$$

A **eficiência da turbina** ($\eta_{turbina}$) pode ser calculada a partir desses parâmetros adimensionais, como na Equação 37:

$$\eta_{turbina} = \frac{C_P}{C_Q C_H} \quad (37)$$

Outro parâmetro adimensional útil para turbinas é a **velocidade específica da turbina** N_{St} , uma combinação dos parâmetros C_P e C_H , sendo calculada através da Equação 38:

$$N_{St} = \frac{C_P^{1/2}}{C_H^{5/4}} = \frac{\omega (\text{BHP})^{1/2}}{\rho^{1/2} (gH)^{5/4}} \quad (38)$$

“A velocidade específica da turbina é usada para caracterizar a operação de uma turbina em suas condições ótimas (ponto de eficiência ótima) e é útil para a seleção preliminar de turbina” (ÇENGEL; CIMBALA, 2015, p. 859).

9 LEIS DE SEMELHANÇA PARA BOMBAS E TURBINAS

As **leis de semelhança** são úteis para relacionar dois equipamentos similares (duas bombas ou duas turbinas), tanto geométrica quanto dinamicamente, ou então dois estados homólogos de um mesmo equipamento. Para dois estados A e B temos:

$$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_A} = \frac{\omega_B}{\omega_A} \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^3 \quad (39)$$

$$\frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^2 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^2 \quad (40)$$

$$\frac{\text{BHP}_B}{\text{BHP}_A} = \frac{\rho_B}{\rho_A} \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^3 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^5 \quad (41)$$

Essas equações são úteis para o projeto de novos equipamentos, pois supondo que já exista uma curva de desempenho de uma bomba ou turbina que opera eficiência e confiabilidade razoáveis, pode ser criada uma nova bomba ou turbina a partir dessa já existente, reduzindo o esforço aplicado ao projeto.

LEITURA COMPLEMENTAR

TURBINAS EÓLICAS

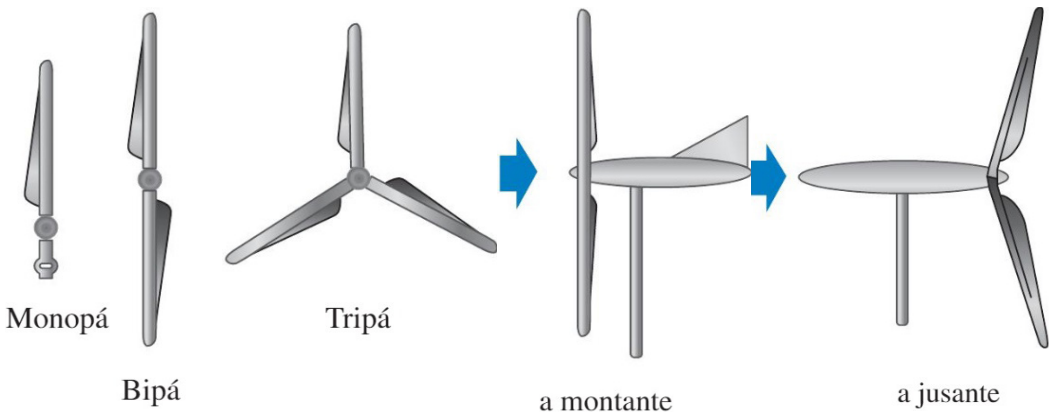
À medida que a demanda global por energia aumenta, o suprimento de combustíveis fósseis diminui e os preços da energia continuam a aumentar. Para satisfazer a demanda mundial por energia, formas renováveis de energia como a solar, do vento, das ondas, das marés, hidroelétrica e geotérmica devem ser exploradas mais extensivamente.

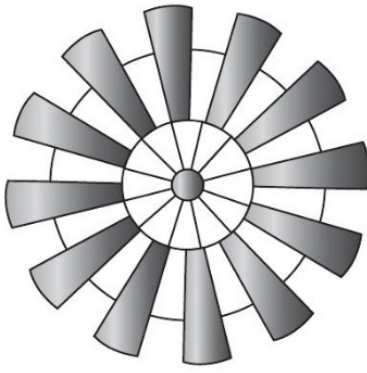
Concentrar-nos-emos nas turbinas eólicas usadas para geração de energia elétrica. Fazemos uma distinção entre moinhos de vento usados para geração de energia mecânica (moer grãos, bombear água etc.) e turbinas eólicas usadas na geração de energia elétrica, embora, tecnicamente, ambos os artefatos sejam turbinas porque retiram energia de um fluido em movimento.

Ainda que o vento seja “grátis” e renovável, turbinas eólicas modernas são caras e sofrem de uma desvantagem óbvia quando comparadas com a maioria dos outros artefatos geradores de energia – elas produzem energia apenas quando o vento está soprando e, portanto, a produção de uma turbina eólica não é constante. Além disso, e igualmente óbvio, é que turbinas eólicas devem ser localizadas onde o vento sopra com intensidade, o que frequentemente é longe das linhas de distribuição normais, requerendo a construção de novas linhas de transmissão de alta voltagem. Entretanto, espera-se que turbinas eólicas desempenhem um papel crescente no suprimento global de energia num futuro imediato.

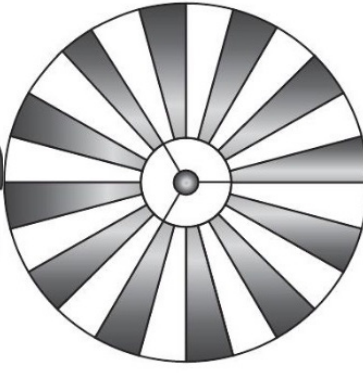
Novos desenhos inovadores de turbinas eólicas têm sido propostos e testados ao longo de séculos. Nós, geralmente, classificamos turbinas eólicas pela orientação de seu eixo de rotação: turbinas eólicas de eixo horizontal (*Horizontal Axis Wind Turbines* ou HAWTs), como ilustrado na Figura 1, e turbinas eólicas de eixo vertical (*Vertical Axis Wind Turbines* ou VAWTs), como ilustrado na Figura 2.

FIGURA 1 – DESENHOS DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO HORIZONTAL

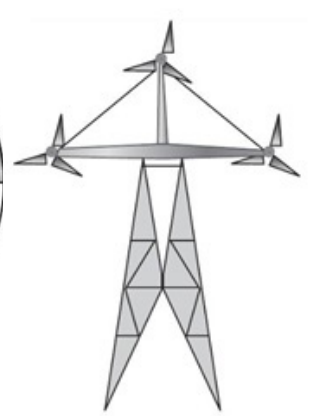




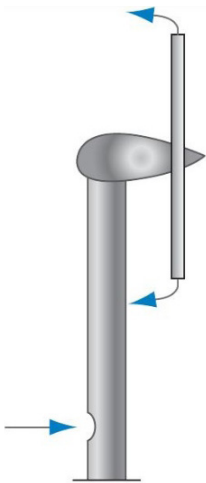
Moinho de vento americano multipás



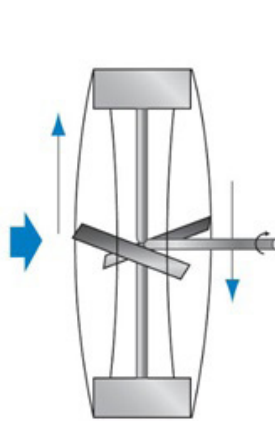
Bicicleta multipás



Multirotores



Enfield-Andreu



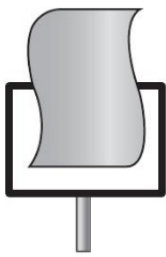
Pás em vento cruzado



Vela



Lâminas contrarrotativas



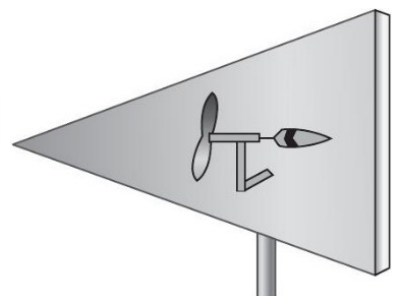
Vento cruzado



Difusor



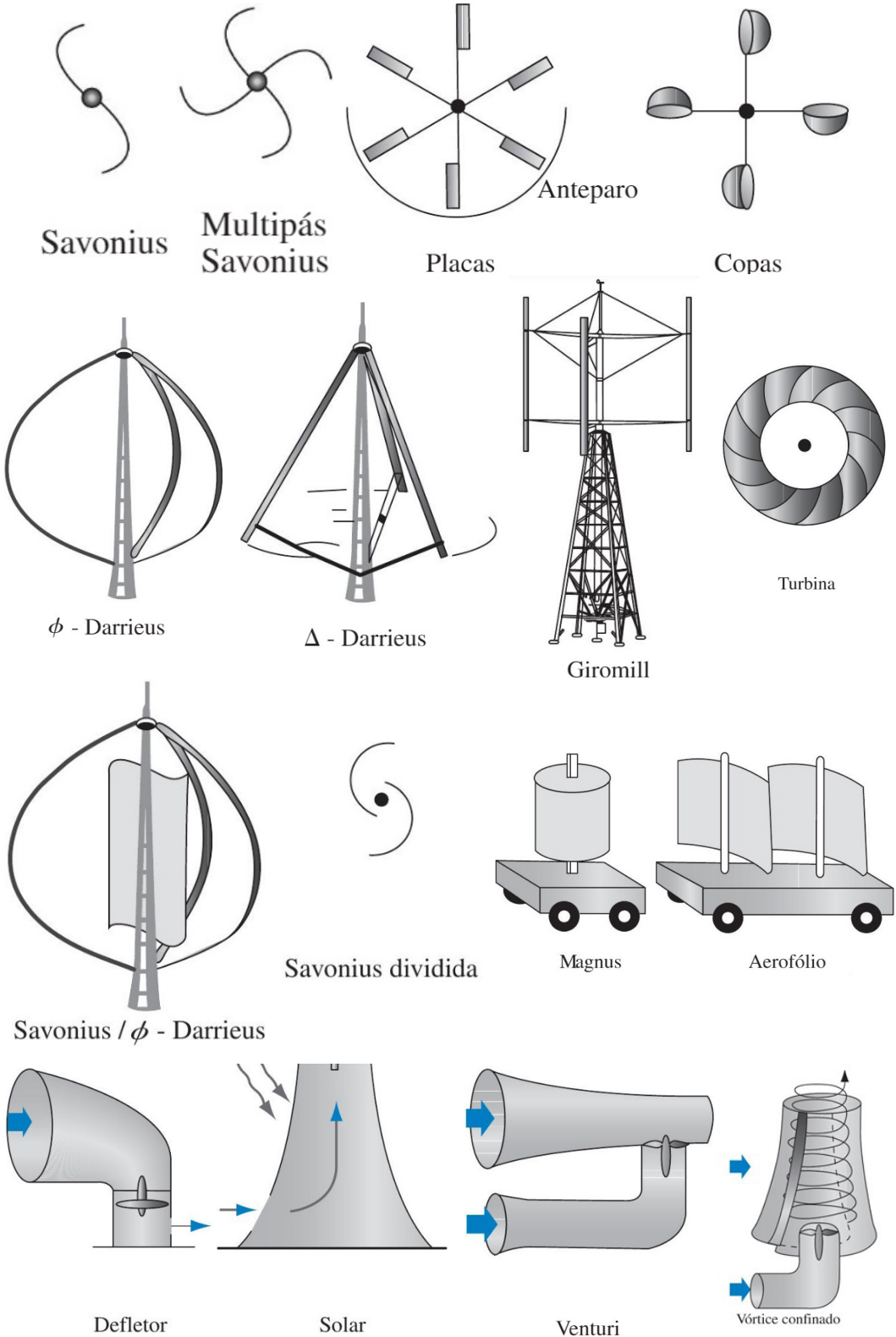
Concentrador



Vórtice livre

FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 848)

FIGURA 2 – DESENHOS DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL



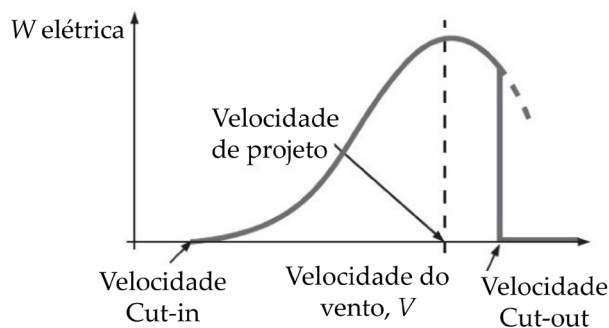
FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 849)

Uma classificação alternativa é pelo mecanismo que serve para produzir torque no eixo rotativo: sustentação ou arrasto. Até agora, nenhum projeto de VAWT ou de turbina de arrasto tem conseguido obter a mesma eficiência e sucesso das turbinas HAWT de sustentação. Por isso, a maioria das turbinas sendo instaladas ao redor do globo são desse tipo, muitas vezes, em agrupamentos chamados de fazendas eólicas (*wind farms*). Por essas razões, a turbina HAWT de sustentação é o único tipo de turbina discutido em detalhes nesta seção.

Cada turbina eólica tem uma curva característica de potência. Uma curva típica está ilustrada, na qual a potência elétrica no eixo é plotada como uma função da velocidade do vento V na altura do eixo da turbina. Identificamos três pontos na escala da velocidade do vento:

- **Velocidade de *cut-in*** é a velocidade mínima para a qual potência útil pode ser gerada.
- **Velocidade de projeto (*rated speed*)** é a velocidade do vento que produz a potência de projeto, normalmente, a potência máxima.
- **Velocidade de *cut-out*** é a velocidade máxima para a qual a turbina pode produzir energia. Para velocidades maiores do que essa, o rotor é mantido estacionário por algum tipo de freio para evitar danos à turbina e por razões de segurança. A pequena parte de linha tracejada representa a potência que seria produzida se a turbina continuasse funcionando além da velocidade de *cut-out*.

FIGURA 3 – CURVA CARACTERÍSTICA DE DESEMPENHO DE UMA TURBINA EÓLICA



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 851)

A “melhor” turbina eólica é a turbina eólica de eixo horizontal (HAWT) de alta velocidade, e é por isso que vemos essas turbinas serem instaladas ao redor do globo.

Em resumo, turbinas eólicas são uma alternativa “verde” ao uso de combustíveis fósseis, e à medida que o preço desses combustíveis aumenta, turbinas eólicas se tornarão mais comuns.

FONTE: ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos**: fundamentos e aplicações. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015. p. 847-854.

RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- A teoria monodimensional é utilizada para o projeto de máquinas de fluxo partindo de hipóteses ideais para depois introduzir fatores de correção.
- As duas hipóteses da teoria monodimensional consideram que o rotor tem um número infinito de pás e que estas pás possuem espessura nula.
- Alguns parâmetros de desempenho de bombas e turbinas são a vazão volumétrica, a carga líquida, a potência hidráulica e a potência de eixo.
- A eficiência é a relação entre a saída real e a entrada necessária.
- A partir do diagrama de velocidade é possível calcular o torque no eixo, através da equação de turbomáquina de Euler.
- A definição da quantidade de pás de uma bomba deve considerar que uma quantidade pequena leva a perda de escoamento circulatório, enquanto uma quantidade elevada causa perdas de passagem.
- Os parâmetros adimensionais de bombas e turbinas são obtidos a partir do método de variáveis repetidas, chegando aos coeficientes de carga, de capacidade e de potência.
- A eficiência, tanto da bomba quanto da turbina, pode ser calculada a partir de uma combinação dos parâmetros adimensionais.
- A velocidade específica de uma bomba ou de uma turbina é utilizada para caracterizar a operação deste equipamento em sua condição ideal.
- As leis de semelhança podem ser usadas para relacionar dois equipamentos similares (duas bombas ou duas turbinas), ou dois estados homólogos de um mesmo equipamento.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.





1 A teoria monodimensional permite um projeto facilitado de máquinas de fluxo, onde o projetista considera duas hipóteses ideais e simplificadas para somente depois transformar as condições ideais em condições reais com a aplicação de fatores de correção. Assim, analise as asserções a seguir sobre a teoria monidimensional e a relação entre elas:

I- A primeira hipótese considera que o rotor tem um número infinito de pás.

PORQUE

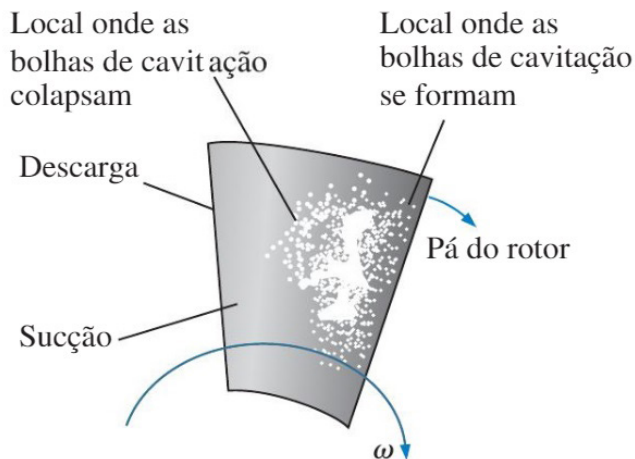
II- Assim, entre duas pás só pode fluir um filete de corrente, fazendo com que a velocidade e a pressão no ponto sejam iguais à velocidade e à pressão no filete.

A seguir, assinale a alternativa CORRETA:

- a) () As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II é uma justificativa correta da I.
- b) () A asserção I é uma proposição verdadeira e a II é uma proposição falsa.
- c) () A asserção I é uma proposição falsa e a II é uma proposição verdadeira.
- d) () As asserções I e II são proposições falsas.

2 Em bombas hidráulicas é comum, mas não desejado, que ocorra cavitação, como na figura a seguir, pois pode causar ruídos, vibração, redução de eficiência e danos às pás do rotor. Uma das formas de evitar a cavitação é fazendo com que a pressão local dentro de todas as regiões da bomba permaneça acima da pressão de vapor.

BOLHAS DE CAVITAÇÃO E COLAPSO EM UMA PÁ DE ROTOR



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 798)

Considere uma bomba centrífuga utilizada para bombear água. Esta água está a 25 °C ($\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ e $P_v = 3,169 \text{ kPa}$), com uma velocidade média de 3 m/s. A bomba está no nível do mar ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$), não ocorrem perdas de carga e a pressão na entrada da bomba é igual à pressão atmosférica ($P = 101,3 \text{ kPa}$).

Calcule a carga de sucção positiva líquida (*NPSH*) e assinale a alternativa CORRETA:

- a) () *NPSH* = 7,43 m.
- b) () *NPSH* = 10,19 m.
- c) () *NPSH* = 12,57 m.
- d) () *NPSH* = 9,41 m.

INSTALAÇÕES COM MÁQUINAS DE FLUXO

OBJETIVOS DE APRENDIZAGEM

A partir do estudo desta unidade, você deverá ser capaz de:

- apresentar os campos de aplicação de bombas, ventiladores, compressores e turbinas;
- determinar potência, perdas e eficiência de bombas e turbinas;
- considerar o uso de bombas e turbinas em série e em paralelo;
- conhecer algumas alturas importantes de uma instalação de bombeamento;
- diferenciar manômetros e vacuômetros;
- listar as principais válvulas utilizadas em uma instalação de bombeamento;
- entender as principais perdas de carga em uma instalação de bombeamento;
- definir golpe de aríete e como evitá-lo.

PLANO DE ESTUDOS

Esta terceira unidade está dividida em quatro tópicos. No decorrer da unidade, você encontrará autoatividades com o objetivo de reforçar o conteúdo apresentado.

TÓPICO 1 – BOMBAS, VENTILADORES, COMPRESSORES E TURBINAS

TÓPICO 2 – BOMBAS EM SÉRIE E EM PARALELO

TÓPICO 3 – MANÔMETROS E VÁLVULAS

TÓPICO 4 – INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO



Preparado para ampliar seus conhecimentos? Respire e vamos em frente! Procure um ambiente que facilite a concentração, assim absorverá melhor as informações.

BOMBAS, VENTILADORES, COMPRESSORES E TURBINAS

1 INTRODUÇÃO

Na Unidade 1, nós vimos a classificação das máquinas de fluxo e, na Unidade 2, pudemos nos aprofundar nos principais tipos de bombas e turbinas, entendendo seus princípios de funcionamento, além de alguns parâmetros adimensionais.

Esses equipamentos estão presentes em diversos ramos industriais, além de nosso dia a dia, mas para sua correta seleção é preciso entender como obter os melhores resultados para uma aplicação específica.

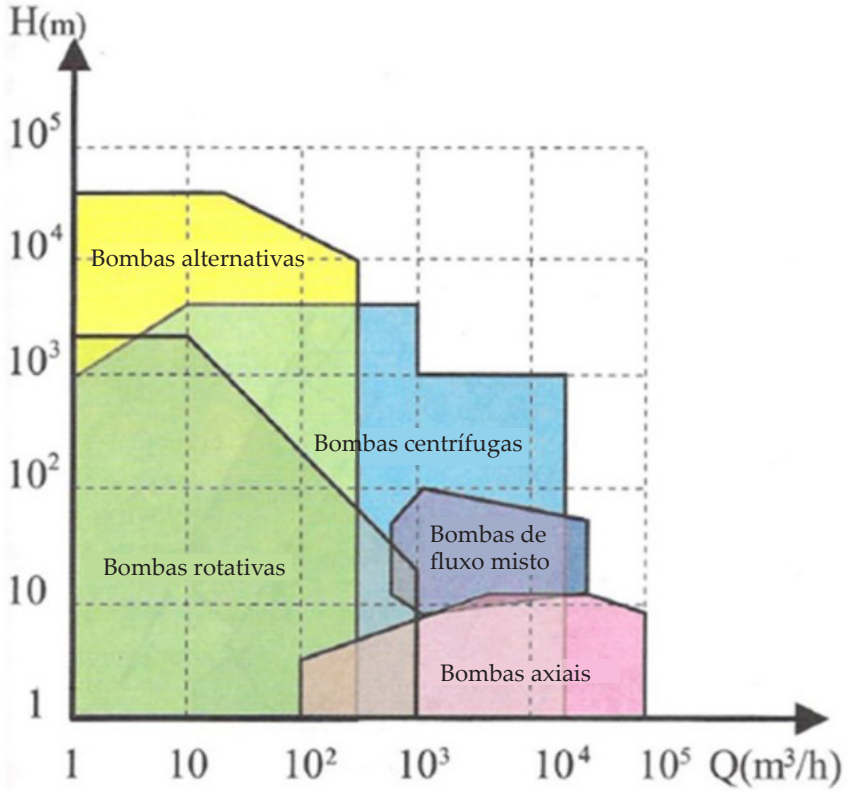
Neste tópico, você estudará os principais campos de aplicação das bombas hidráulicas, ventiladores, compressores e turbinas hidráulicas, e calculará suas potências e eficiências, considerando algumas formas de perda.

2 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE BOMBAS

Existem diferentes tipos de bombas, o que faz com que elas tenham as mais diversas aplicações. Em algumas situações, mais de um tipo de bomba pode ser utilizada, sendo preciso levar em consideração outros fatores para uma seleção adequada, que segundo Henn (2006) são: viscosidade do líquido bombeado, presença de sólidos em suspensão, variação da vazão em função da variação da resistência do sistema ao escoamento, facilidade de manutenção, custos, entre outros.

Na Figura 1 é apresentado um gráfico com o campo de aplicação de diferentes bombas hidráulicas, onde são relacionados os tipos de bombas para as vazões (Q) e as alturas de carga (H) desejadas, ambas em notação científica. É possível observar que as máquinas de fluxo, como bombas centrífugas, de fluxo misto e axiais, predominam nas regiões de médias e grandes vazões, já as máquinas de deslocamento positivo, como bombas alternativas e rotativas predominam na faixa de médias e grandes alturas de carga e pequenas vazões.

FIGURA 1 – CAMPO DE APLICAÇÃO DE BOMBAS HIDRÁULICAS

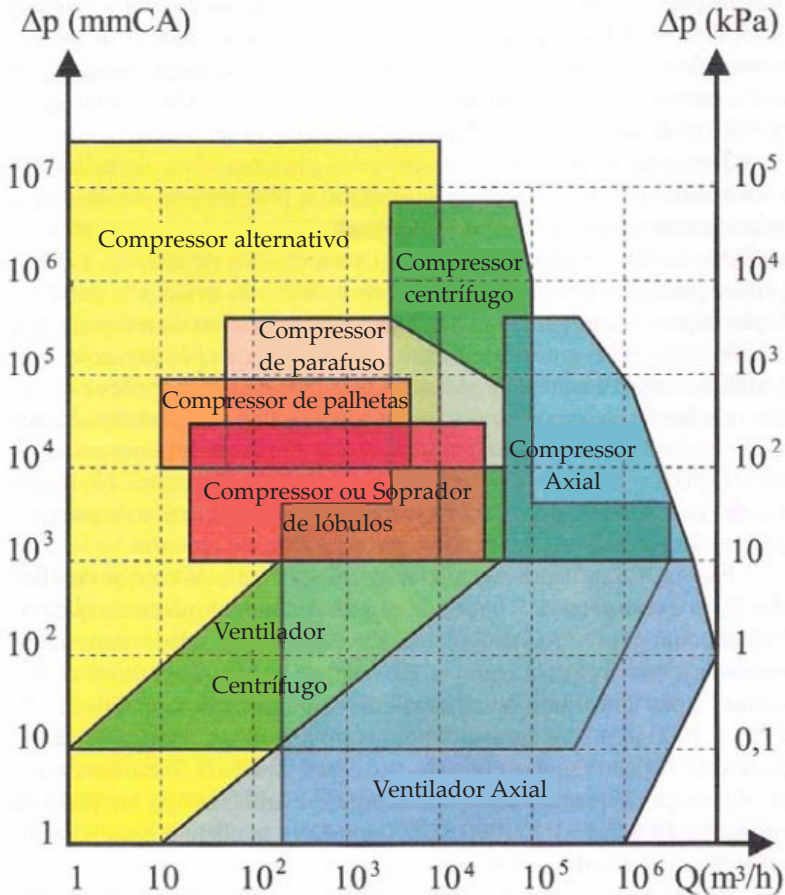


FONTE: Henn (2006, p. 31)

3 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE VENTILADORES E COMPRESSORES

Os ventiladores e compressores também podem ter diferentes campos de aplicação, como ilustrado no gráfico da Figura 2. Nesta figura são apresentados os campos de aplicação de diferentes ventiladores e compressores, levando em consideração a vazão de gás aspirado (Q) e a pressão na descarga (Δp), ambos em notação científica. É possível perceber que os compressores centrífugos e axiais são adequados para regiões de grandes vazões, já os compressores alternativos são bons para aplicações de pequena e média vazão, mas com grande relação de pressão entre a descarga e a admissão. Os compressores de palhetas e de parafusos são indicados para situações de médias vazões e pressões intermediárias.

FIGURA 2 – CAMPO DE APLICAÇÃO DE VENTILADORES E COMPRESSORES



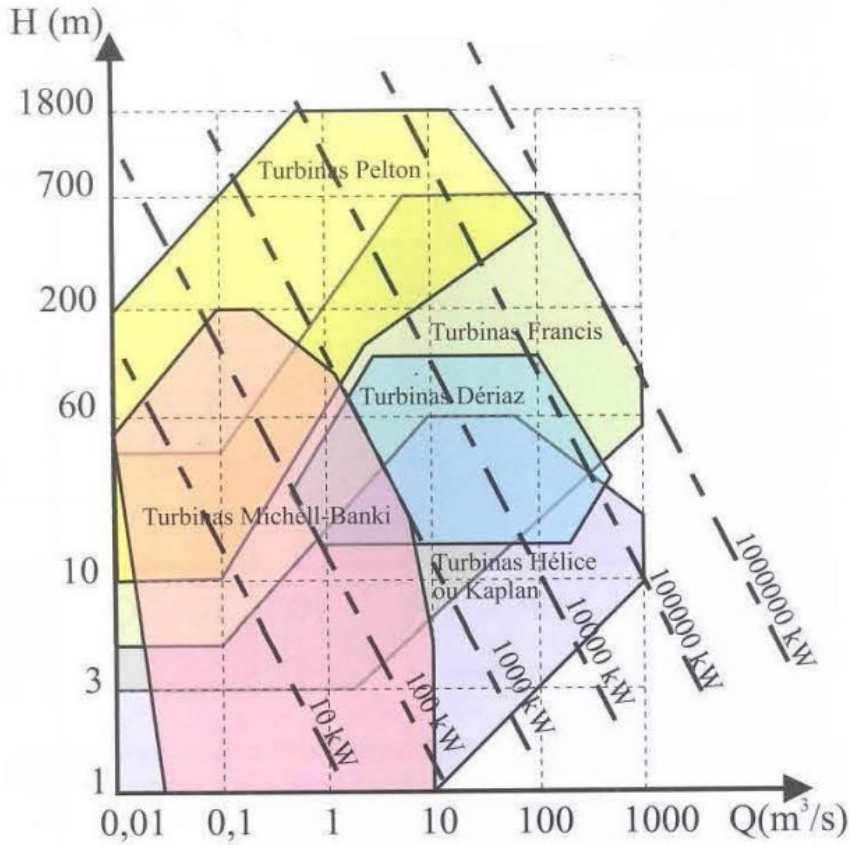
FONTES: Henn (2006, p. 30)

4 CAMPOS DE APLICAÇÃO DE TURBINAS

As turbinas hidráulicas também possuem diferentes campos de aplicação. Como podem existir sobreposições de aplicação, algumas vezes é preciso considerar outros fatores para a seleção adequada, como custo do gerador, o risco de cavitação, custo de construção civil, flexibilidade de operação, facilidade de manutenção, entre outros, segundo Henn (2006).

Na Figura 3 é apresentado um gráfico com o campo de aplicação de diferentes turbinas hidráulicas, onde são relacionados os tipos de turbinas levando em consideração a altura de carga (H), a vazão (Q) e a potência (\dot{W}), onde as duas primeiras estão em escala logarítmica. Pode-se observar através deste gráfico, assim como será observado mais adiante na equação da potência, que ela é uma função da altura de carga e da vazão. Também se pode observar que turbinas Kaplan são adequadas para grandes vazões e pequenas alturas de carga, já as turbinas Pelton se adaptam para maiores alturas de carga.

FIGURA 3 – CAMPO DE APLICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS



FONTE: Henn (2006, p. 32)

5 POTÊNCIA, PERDAS E EFICIÊNCIA DE BOMBAS

Todas as bombas sofrem perdas irreversíveis (atrito, vazamento interno, dissipação turbulenta etc.) durante seu funcionamento, fazendo com que seja necessário que a potência fornecida à bomba, ou seja, a potência de eixo, seja maior que a potência útil, ou seja, a potência hidráulica.

Sabe-se, de acordo com a definição geral, que a **potência** (\dot{W}) é a taxa de realização de trabalho (W) ao longo do tempo (t), como na Equação 01.

$$\dot{W} = \frac{W}{t} \tag{01}$$

A **potência hidráulica** ($\dot{W}_{hidráulica}$), mesmo que o fluido bombeado não seja água, é calculada através da Equação 02.

$$\dot{W}_{hidráulica} = \dot{m}gH = \rho g \dot{Q}H \quad (02)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica, g é a aceleração da gravidade, H é a altura de carga, ρ é a massa específica e \dot{Q} é a vazão volumétrica.

A **potência de eixo** (\dot{W}_{eixo}), também chamada de potência de freio (BHP – do inglês *Brake Horse Power*) ou potência motriz, pode ser calculada pela Equação 03.

$$\dot{W}_{eixo} = \omega T_{eixo} = 2\pi \dot{n} T_{eixo} \quad (03)$$

Onde ω é a velocidade angular do eixo, em rad/s, \dot{n} é número de rotações por unidade por segundo e T_{eixo} em N.m, é o torque fornecido ao eixo.



Motores e turbinas produzem trabalho ($\dot{W}_{eixo} < 0$), retirando energia do fluido, já compressores, bombas, ventiladores e misturadores consomem trabalho ($\dot{W}_{eixo} > 0$), transferindo energia para o fluido.

Em situações de análise simplificada, em que se considera que não existem perdas irreversíveis, a potência hidráulica e a potência no eixo são iguais, como na Equação 04:

$$H = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{\rho g \dot{Q}} = \frac{\omega T_{eixo}}{\rho g \dot{Q}} \quad (04)$$

Segundo Henn (2006), a **potência de máquinas que trabalham com gás**, como ventiladores e compressores, pode ser calculada pela Equação 05:

$$\dot{W} = \Delta P \dot{Q} \quad (05)$$

Onde ΔP é a diferença de pressão total entre a descarga e a admissão da máquina, em N/m².

Para o projeto ou seleção de um dispositivo, como bombas, ventiladores e compressores é preciso considerar seu rendimento, ou seja, sua eficiência, visto que ocorrem perdas de energia durante seu funcionamento.

Com isso é possível projetar ou selecionar um dispositivo com o máximo de rendimento, lembrando que não é possível obter 100% de eficiência, pois sempre existirão perdas irreversíveis.

A **eficiência mecânica** (η_{mec}) de um dispositivo pode ser expressa pela Equação 06:

$$\eta_{mec} = \frac{\textit{saída de energia mecânica}}{\textit{entrada de energia mecânica}} \tag{06}$$

Para o caso de uma bomba, a **eficiência da bomba** (η_{bomba}), é a relação entre a potência útil e a potência fornecida, sendo calculada pela Equação 07.

$$\eta_{bomba} = \frac{\textit{aumento da potência mecânica do fluido}}{\textit{entrada de potência mecânica}} = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{\dot{W}_{eixo}} = \frac{\rho g \dot{Q} H}{\omega T_{eixo}} \tag{07}$$



O resultado da eficiência sempre será um valor adimensional, estando compreendido entre 0 e 1, que ao ser multiplicado por 100 é convertido para percentual. Por exemplo, ao afirmarmos que uma bomba possui eficiência de 0,7 é o mesmo que dizermos que sua eficiência é de 70%.

Outra forma de calcular a eficiência da bomba é considerando as perdas hidráulicas, volumétricas e mecânicas. Conforme a Primeira Lei da Termodinâmica, a energia não pode ser criada nem destruída, somente transformada. Essas transformações de energia ocorrem nas máquinas de fluxo através dos processos irreversíveis chamados de **perdas**, onde a energia mecânica se transforma em calor e energia interna.

As perdas podem ser **internas**, como as perdas hidráulicas e as perdas volumétricas ou por fuga, ou **externas**, como as perdas mecânicas.

Segundo Henn (2006, p. 72), as **perdas hidráulicas** (J_h) são as mais importantes nas máquinas de fluxo, sendo causadas pelo “atrito do fluido com as paredes dos canais do rotor e sistema diretor, da dissipação de energia por mudança brusca de seção e direção dos canais que conduzem o fluido através da máquina e também pelo choque do fluido contra o bordo de ataque das pás”.

A rugosidade das superfícies fixas e móveis e o número de Reynolds estão diretamente relacionadas à estas perdas. Henn (2006) cita que rotores de canais estreitos tendem a ser mais rugosos devido à dificuldade de polimento, o que aumenta as perdas.

As perdas hidráulicas podem ser calculadas pela Equação 08, enquanto a **eficiência hidráulica** (η_h) é calculada pela Equação 09:

$$J_h = H_t - H \quad (08)$$

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} \quad (09)$$

Onde H_t é a altura teórica desenvolvida pelo rotor para um número finito de pás.

As **perdas volumétricas ou por fuga** ocorrem em função das folgas existentes entre as partes rotativa e fixa da máquina, visto que a massa ou volume que escoar carrega uma quantidade de energia que será perdida. As folgas podem variar de alguns décimos de milímetros até vários milímetros.

A quantidade de fluido que passa pelo rotor pode ser calculada pela Equação 10:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q} + \dot{Q}_f \quad (10)$$

Onde \dot{Q}_r é a vazão que passa pelo interior do rotor, \dot{Q} é a vazão que passa pelos canais de admissão e descarga e \dot{Q}_f é a vazão de fugas. A **eficiência volumétrica** (η_v) é calculada pela Equação 11:

$$\eta_v = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_r} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q} + \dot{Q}_f} \quad (11)$$

As **perdas mecânicas**, cujo calor gerado não é transmitido ao fluido de trabalho, são consequência do atrito nos mancais e nos dispositivos de vedação por contato, como gaxetas e selos mecânicos, além do atrito do ar com superfícies rotativas, como volantes e acoplamentos. Outros exemplos de perdas mecânicas são as perdas nos dispositivos de transmissão e no acionamento de órgãos auxiliares, como reguladores de velocidade e bombas de óleo.

A **eficiência mecânica** (η_m) é obtida através da Equação 12:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{ef}} \quad (12)$$

Onde \dot{W}_i é a potência interna, que equivale à potência transferida ao rotor pelo fluido, calculada pela Equação 13, e \dot{W}_{ef} é a potência efetiva, que equivale a soma da potência hidráulica com as potências perdidas (hidráulica, volumétrica e mecânica).

$$\dot{W} = \rho g \dot{Q}_r H_t \quad (13)$$

Com isso a **eficiência da bomba** pode ser calculada é através da Equação 14, considerando as eficiências hidráulica (η_h), volumétrica (η_v) e mecânica (η_m).

$$\eta_{bomba} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (14)$$

Muitos fabricantes, buscando reduzir custos, desconsideram a sofisticação técnica do projeto, principalmente em máquinas de grande porte. Mas Henn (2006) cita que o simples aumento de 1% na eficiência de um turbocompressor radial que opera com gás natural, com pressão na descarga de 40 MPa e potência de acionamento de 10 MW, leva à redução de 100 kW de potência do motor de acionamento e consequentemente à redução no consumo de energia.

6 POTÊNCIA, PERDAS E EFICIÊNCIA DE TURBINAS

Assim como as bombas, as turbinas também sofrem perdas irreversíveis que afetam diretamente na sua eficiência, degradando a energia mecânica, que se transforma em calor e energia interna.

Como já citado anteriormente, a **eficiência mecânica** (η_{mec}) de um dispositivo pode ser expressa pela Equação 15:

$$\eta_{mec} = \frac{\text{saída de energia mecânica}}{\text{entrada de energia mecânica}} \quad (15)$$

Para o caso de uma turbina, a **eficiência da turbina** ($\eta_{turbina}$) é a relação entre a potência de eixo da turbina e a potência extraída da água que escoou através da turbina, dada pela Equação 16:

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{saída de potência mecânica}}{\text{diminuição da potência mecânica do fluido}} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{hidráulica}} \quad (16)$$

As perdas mais significativas durante o funcionamento de uma turbina são as perdas hidráulicas, volumétricas e mecânicas.

As principais causas das perdas hidráulicas, segundo Germer (2014b), são:

- Atrito de superfície entre o fluido e as paredes da máquina.
- Deslocamento de camada limite.
- Dissipação de energia por mudança brusca de seção e direção.
- Choque do fluido contra o bordo de ataque das pás, quando a máquina está fora do ponto de projeto.

As **perdas hidráulicas** (J_h) devem ser levadas em consideração para o cálculo da altura de carga, como na Equação 17:

$$H_t = H - J_h \quad (17)$$

Onde H_t é a altura de carga teórica desenvolvida pelo rotor. Como é difícil determinar J_h , a relação da **eficiência hidráulica** (η_h), como na Equação 18, permite avaliar estas perdas.

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} \quad (18)$$

As **perdas volumétricas** ocorrem por fuga de fluido através de espaços entre o rotor e a carcaça e entre a carcaça e o eixo, mas não afetam de forma significativa a altura de carga.

Segundo Germer (2014b), as turbinas hidráulicas possuem labirintos, que são espaços entre o rotor e carcaça e entre o eixo e carcaça com a função evitar o atrito sólido (contato) entre as partes e também minimizar a fuga de fluido. Os labirintos são formados por anéis de desgaste renováveis, que permitem diminuir a folga sem afetar diretamente as partes fixas e móveis da máquina.

A vazão que realmente passa pelo rotor da turbina (\dot{Q}_r) e que participa das trocas de energia pode ser calculada pela Equação 19:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q} - \dot{Q}_f \quad (19)$$

Onde \dot{Q} é a vazão considerada nos cálculos das alturas de carga e \dot{Q}_f é a vazão perdida. A partir disso é possível calcular a **eficiência volumétrica** (η_v), como na Equação 20:

$$\eta_v = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_f}{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}} \quad (20)$$

As **perdas mecânicas** nas turbinas ocorrem principalmente por atrito em mancais, gaxetas e do ar nos acoplamentos e volantes de inércia, além do consumo de energia do regulador de velocidades. A **eficiência mecânica** (η_m) pode ser calculada pela Equação 21:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{ef}}{\dot{W}_i} \quad (21)$$

Onde \dot{W}_{ef} é a potência efetiva e \dot{W}_i é a potência interna, que você verá como calcular mais adiante.

A **eficiência total de uma turbina** (η_t) pode ser calculada pela Equação 22, considerando todas as perdas vistas anteriormente.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{ef}}{\dot{W}_h} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (22)$$

Nas turbinas ainda podem ocorrer **perdas na transmissão**, causando uma diferença entre a potência entregue pelo eixo da turbina e a potência recebida pelo gerador, principalmente pelo uso de polias, correias ou outros elementos de transmissão. **Perdas no gerador** também são possíveis, onde a potência elétrica entregue pelo gerador é diferente da potência recebida por ele. Com isso, a eficiência da geração (η_G) é calculada pela Equação 23:

$$\eta_G = \eta_t \eta_{TR} \eta_{ge} \quad (23)$$

Onde η_{TR} é a eficiência da transmissão e η_{ge} é a eficiência do gerador.

Segundo Henn (2006, p. 130), “a cavitação provoca a queda do rendimento e da potência gerada pela turbina”, mas bombas e turbinas hidráulicas de grande porte geralmente operam nos limites da cavitação, principalmente devido à necessidade de trabalhar com rotações elevadas, buscando reduzir gastos com material e aumentar o rendimento.

Como existe a dificuldade de projetar uma turbina sem risco de cavitação, em algumas situações ela é projetada com materiais resistentes a cavitação. Ribeiro (2007) cita que o depósito de um material mais nobre por soldagem sobre as pás da turbina é uma das formas de torná-la mais resistente à cavitação. Dentre os materiais aplicados estão os aços inoxidáveis austeníticos e as ligas à base de cobalto, sendo essas últimas mais sensíveis a trincas, apresentam maior dificuldade para esmerilhar e também alto custo.

A **potência efetiva de uma turbina** (\dot{W}_{ef}) leva em conta a potência entregue/recebida do fluido e as potências perdidas no processo, como na Equação 24:

$$\dot{W}_{ef} = \dot{W}_i - \dot{W}_{pm} \quad (24)$$

Onde \dot{W}_i é a potência interna e \dot{W}_{pm} é a potência mecânica perdida. A **potência interna de uma turbina** (\dot{W}_i) é calculada através da Equação 25:

$$\dot{W}_i = \rho g (\dot{Q} - \dot{Q}_f) (H - h_h) = \rho g \dot{Q}_r \dot{H}_T \quad (25)$$

Segundo Germer (2014b), outras potências que podem ser calculadas para as turbinas são: a **potência hidráulica** (\dot{W}_h), como na Equação 26, que é a potência entregue à turbina pelo o fluido, a **potência bruta** (\dot{W}_b), como na Equação 27, que é a potência contida no desnível topográfico da instalação, e a **potência no gerador elétrico** (\dot{W}_{ge}), como na Equação 28, que é a potência elétrica nos terminais do gerador:

$$\dot{W}_h = \rho g \dot{Q} H \quad (26)$$

$$\dot{W}_b = \rho g \dot{Q} h_e \quad (27)$$

$$\dot{W}_{ge} = \rho g \dot{Q} H \eta_G \quad (28)$$

Onde h_e é a altura estática de elevação que será vista no Tópico 4.

RESUMO DO TÓPICO 1

Neste tópico, você aprendeu que:

- Bombas, ventiladores, compressores e turbinas possuem diferentes campos de aplicação.
- Para determinar o campo de aplicação de uma bomba devem ser levados em consideração fatores como viscosidade do líquido, sólidos em suspensão, variação da vazão, facilidade de manutenção, custos etc.
- Bombas centrífugas, de fluxo misto e axiais predominam nas regiões de médias e grandes vazões.
- Bombas alternativas e rotativas predominam na faixa de médias e grandes alturas de carga e pequenas vazões.
- Compressores centrífugos e axiais são adequados para regiões de grandes vazões.
- Compressores de êmbolo ou pistão são bons para aplicações de pequena e média vazão, mas com grande relação de pressão entre a descarga e a admissão.
- Compressores de palhetas e de parafusos são indicados para situações de médias vazões e pressões intermediárias.
- Para determinar o campo de aplicação de uma turbina devem ser levados em consideração fatores como custo do gerador, o risco de cavitação, custo de construção civil, flexibilidade de operação, facilidade de manutenção etc.
- Turbinas Kaplan são adequadas para grandes vazões e pequenas alturas de carga.
- Turbinas Pelton se adaptam para maiores alturas de carga.
- Como as bombas sofrem perdas irreversíveis durante seu funcionamento é preciso que a potência de eixo seja maior que a potência hidráulica.
- Para o projeto ou seleção de um dispositivo é preciso considerar sua eficiência, visto que ocorrem perdas de energia durante seu funcionamento.
- A eficiência da bomba é a relação entre a potência útil e a potência fornecida.

- É possível calcular a eficiência da bomba considerando as perdas hidráulicas, volumétricas e mecânicas.
- As turbinas também sofrem perdas irreversíveis que afetam diretamente na sua eficiência, degradando a energia mecânica, que se transforma em calor e energia interna.
- A eficiência da turbina é a relação entre a potência de eixo da turbina e a potência extraída da água que escoar através da turbina.
- Nas turbinas também podem ocorrer perdas na transmissão e perdas no gerador.



1 As turbinas hidráulicas possuem diferentes campos de aplicação, para os quais são levados em consideração fatores como altura de queda, vazão e também a potência. Em alguns casos é possível que mais de uma turbina seja adequada, sendo importante considerar o custo do gerador, o risco de cavitação, facilidade de manutenção, entre outros para que seja realizada a melhor escolha.

Analise as afirmativas a seguir, utilizando a Figura 3, e assinale V para a(s) verdadeira(s) e F para a(s) falsa(s):

- () As turbinas Pelton permitem de média a grande altura de queda.
- () As turbinas Francis permitem as maiores potências, mas operam em uma pequena faixa.
- () As turbinas Michell-Blanki permitem uma faixa de baixa a média vazão.
- () As turbinas Kaplan somente operam em altas vazões.
- () A máxima potência das turbinas Michell-Blanki é menor do que a máxima potência das turbinas Kaplan.

Com isso, assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () V, V, F, V, V.
- b) () F, V, F, V, F.
- c) () V, F, V, F, V.
- d) () F, F, V, V, F.

2 Tanto as bombas quanto as turbinas podem sofrer perdas de energia durante seu funcionamento, o que afeta a sua eficiência, fazendo com que nunca atinjam o valor de 100%. Com isso, é preciso projetar ou selecionar um dispositivo com o máximo rendimento possível.

Analise as perdas e associe às suas causas:

- 1- Perdas hidráulicas
- 2- Perdas volumétricas
- 3- Perdas mecânicas

- () Folgas existentes entre as partes rotativa e fixa da máquina.
- () Atrito do fluido com as paredes dos canais do rotor e sistema diretor, mudança brusca de seção e direção e choque do fluido contra o bordo de ataque das pás.
- () Calor gerado em função do atrito nos mancais e nos dispositivos de vedação por contato, além do atrito do ar com superfícies rotativas.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

a) () 1 - 2 - 3.

b) () 3 - 2 - 1.

c) () 1 - 3 - 2.

d) () 2 - 1 - 3.

BOMBAS EM SÉRIE E EM PARALELO

1 INTRODUÇÃO

No tópico anterior, nós estudamos bombas, compressores, ventiladores e turbinas, mas todos aplicados de forma individual. Acontece que para bombas é comum que elas sejam instaladas em série ou em paralelo, buscando melhorar características, como custos, segurança, manutenção, vazão ou altura de carga.

Henn (2006) cita que a associação de máquinas de fluxo geradoras em série e em paralelo é comum quando se deseja que uma instalação de bombeamento ou de insuflação de gás tenha seus custos de projeto reduzidos, aumento da segurança de operação e flexibilidade de manutenção.

“Em alguns casos, a utilização de canalizações e válvulas em *by-pass* permite associar, alternativamente, as mesmas bombas, em série ou em paralelo, para atender exigências diferenciadas de vazão e altura de elevação de uma instalação” (HENN, 2006, p. 263).

Desta forma, neste tópico, você estudará o arranjo de bombas em série e em paralelo.

2 ARRANJO DE BOMBAS EM PARALELO

Uma lavoura, irrigada por um sistema de bombas em paralelo, permite a retirada de uma das máquinas sem colocar em risco o fornecimento da quantidade mínima de água necessária, além de facilitar a adequação da instalação à demanda variável em função da variação das chuvas.

Em situações em que a bomba fornece a altura de carga correta, mas se deseja aumentar a vazão volumétrica (capacidade) é comum a instalação de **bombas em paralelo**, sendo que mais alguns motivos citados por Henn (2006) são:

- Uma só máquina de grande porte possui tamanho excessivo para o espaço que se dispõe para instalação.
- É mais econômico o funcionamento de um ou mais geradores, conforme a necessidade de consumo de energia do sistema.
- A manutenção preventiva de uma ou mais unidades é possível, aumentando a vida útil da instalação.

White (2018, p. 769) comenta que o arranjo de bombas em paralelo também é utilizado quando a demanda de vazão é variável, utilizando apenas uma bomba quando a demanda de vazão é baixa, ligando as demais quando a necessidade de vazão é aumentada. Mas nessas situações é preciso que todas as bombas tenham “válvulas de retenção para evitar o escoamento de retorno quando uma delas estiver desligada”.

Associando duas bombas em paralelo, “os saltos energéticos correspondentes a cada um dos geradores entre os níveis de montante e jusante são iguais, enquanto a vazão total do sistema corresponde a soma das vazões correspondentes a cada um deles” (HENN, 2006, p. 266).

A **vazão** da associação em paralelo (\dot{Q}_p) de duas máquinas geradoras pode ser calculada através da Equação 29:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} \tag{29}$$

Onde \dot{Q}_I é a vazão da máquina I e \dot{Q}_{II} é a vazão da máquina II, ambas em m³/s. Já a **potência consumida** pela associação em paralelo dessas duas máquinas geradoras (\dot{W}_p), que é a potência de eixo, pode ser calculada pela Equação 30:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_I + \dot{W}_{II} \tag{30}$$

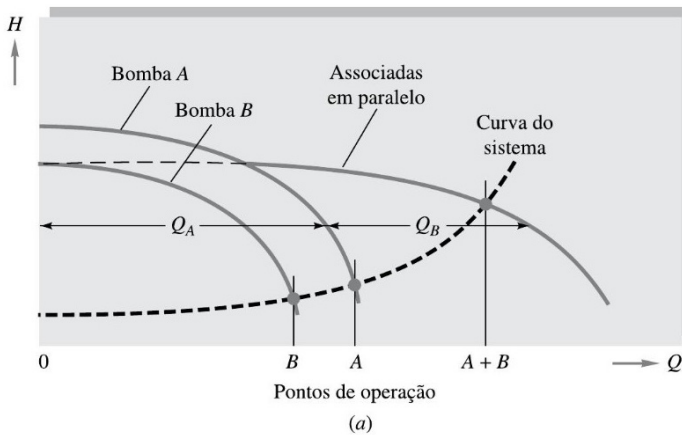
Onde \dot{W}_I é a potência consumida pela máquina I e \dot{W}_{II} é a potência consumida pela máquina II. A **eficiência total** da associação em paralelo (η_{Tp}) é calculada pela Equação 31:

$$\eta_{Tp} = \frac{\eta_{TI} \eta_{TII} (\dot{Q}_I + \dot{Q}_{II})}{\eta_{TI} \dot{Q}_I + \eta_{TII} \dot{Q}_{II}} \tag{31}$$

Onde η_{TI} é a eficiência total da máquina I e η_{TII} é a eficiência total da máquina II.

Na Figura 4 são apresentadas as curvas de desempenho de duas bombas operando isoladamente e também associadas em paralelo. É possível observar que as vazões das bombas A e B são somadas para a mesma altura de carga. Já a altura de carga não é aumentada na associação em paralelo, e a curva do sistema manterá a menor altura de carga.

FIGURA 4 – DESEMPENHO E PONTOS DE OPERAÇÃO DE DUAS BOMBAS OPERANDO ISOLADAMENTE E EM PARALELO

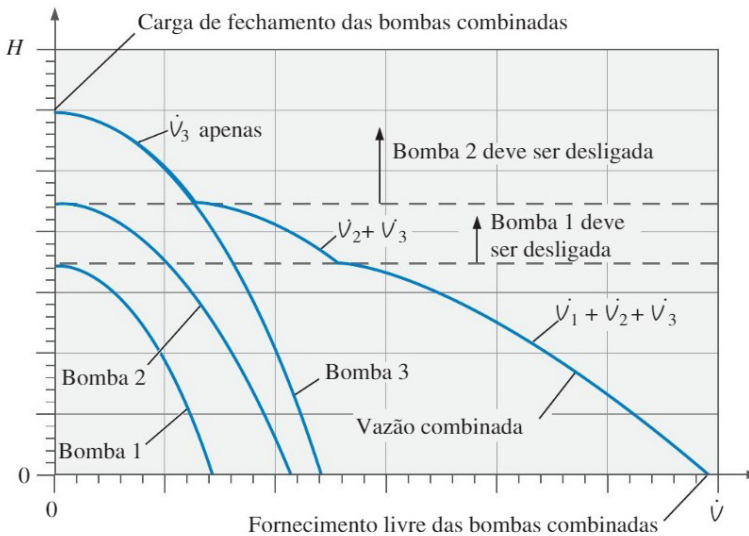


FONTE: White (2018, p. 769)

Como a curva do sistema se eleva com a vazão, a vazão resultante Q_{A+B} será menor do que as vazões operando separadas $Q_A + Q_B$, mas certamente maior do que qualquer uma delas. Já para a situação de uma curva muito plana, duas bombas idênticas em paralelo fornecerão aproximadamente o dobro da vazão.

Na Figura 5 são ilustradas as curvas de desempenho para três bombas semelhantes associadas em paralelo. Da mesma forma como visto anteriormente, o fornecimento livre das três bombas combinadas é igual à soma dos fornecimentos livres de todas as bombas. Para valores baixos de altura de carga, a capacidade das três bombas em paralelo é igual à soma das vazões volumétricas individuais.

FIGURA 5 – CURVAS DE DESEMPENHO DE TRÊS BOMBAS EM PARALELO

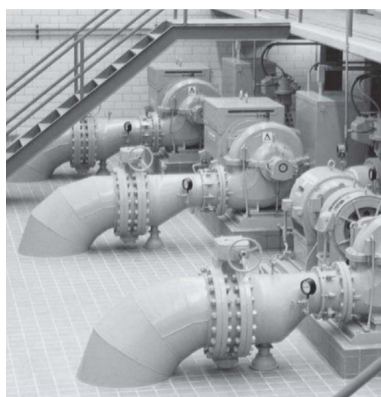


FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 802)

Percebe-se que acima da carga de fechamento da bomba 1, ela deve ser fechada e seu ramal deve ser bloqueado (com uma válvula), para que ela não funcione além do ponto de operação máximo projetado. Com a bomba 1 fechada e bloqueada, a capacidade combinada torna-se a soma das vazões volumétricas das bombas 2 e 3. Acima da carga de fechamento da bomba 2, ela também deve ser fechada e bloqueada, sendo que a capacidade combinada fica igual a capacidade da bomba 3 apenas.

Um exemplo de bombas combinadas em paralelo são os bancos de bombas para circulação de água em torres de arrefecimento e circuitos de água gelada, como na Figura 6. O ideal é que todas as bombas sejam idênticas para que não seja necessário desligá-las. Mas é importante instalar válvulas de controle em cada ramal para quando uma bomba precisar ser desligada.

FIGURA 6 – BOMBAS IDÊNTICAS ARRANJADAS EM PARALELO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 803)



Válvulas extras e a tubulação da rede de bombas paralelas aumentam as perdas de carga do sistema, prejudicando o desempenho geral das bombas combinadas.

3 ARRANJO DE BOMBAS EM SÉRIE

Conforme White (2018), se uma bomba fornece a vazão correta, mas a altura de carga é muito pequena é adequada a associação de **bombas em série**, onde a descarga de uma está ligada a admissão da seguinte e, assim, sucessivamente, fazendo com que passe a mesma vazão por todas as bombas ($\dot{Q}_I = \dot{Q}_{II}$). Por outro lado, o salto energético específico total (altura manométrica para bombas, ou diferença de pressão total para ventiladores) é a soma dos saltos energéticos individuais.

Associando duas máquinas geradoras em série, o **salto energético** (Y_s) é calculado pela Equação 32:

$$Y_s = Y_I + Y_{II} \quad (32)$$

Onde Y_I é salto energético ou trabalho específico da máquina I e Y_{II} é salto energético ou trabalho específico da máquina II. A **potência de eixo** para a associação em série (\dot{W}_{es}) pode ser calculada pela Equação 33:

$$\dot{W}_{es} = \dot{W}_I + \dot{W}_{II} \quad (33)$$

Já a **eficiência total** da associação em série (η_{Ts}) pode ser calculada pela Equação 34:

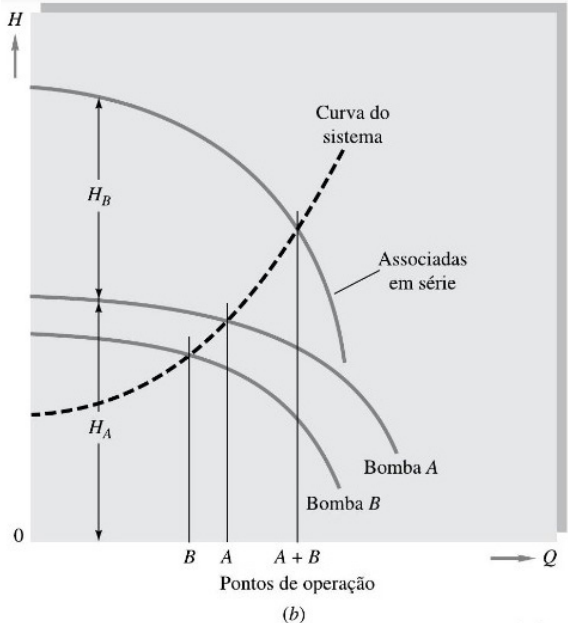
$$\eta_{Ts} = \frac{\eta_{TI} \eta_{TII} (Y_I + Y_{II})}{\eta_{TII} Y_I + \eta_{TI} Y_{II}} \quad (34)$$

Para as situações em que n bombas semelhantes (ou idênticas) são operadas em **série**, a altura de carga combinada ($H_{combinada}$) é simplesmente a soma das cargas líquidas de cada bomba (para uma determinada vazão volumétrica), como na Equação 35:

$$H_{combinada} = \sum_{i=1}^n H_i \quad (35)$$

Na Figura 7 são apresentadas as curvas de desempenho de duas bombas operando isoladamente e também associadas em série. É possível observar que as duas alturas de carga são somadas na mesma vazão para resultar a curva de desempenho da associação. Já a vazão da associação em série permanecerá igual à da bomba de menor vazão.

FIGURA 7 – DESEMPENHO E PONTOS DE OPERAÇÃO DE DUAS BOMBAS OPERANDO ISOLADAMENTE E EM SÉRIE



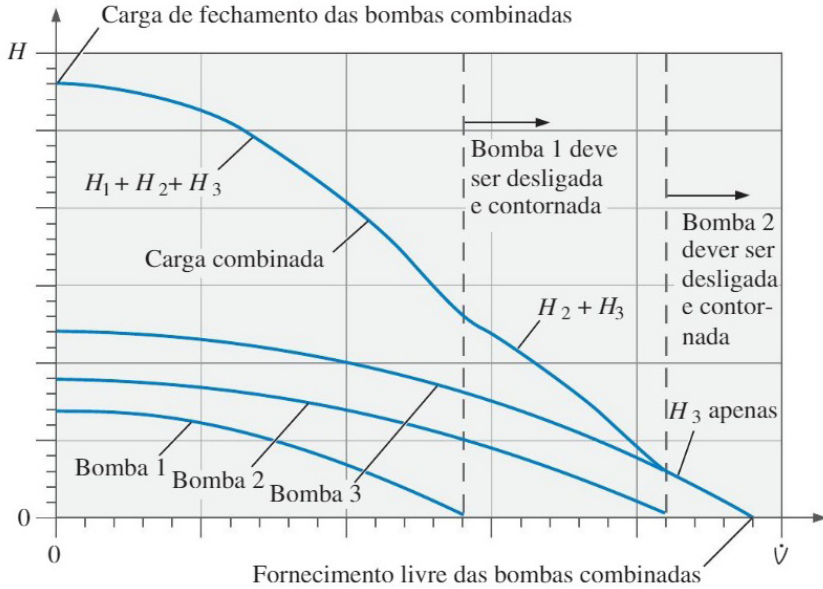
FONTE: White (2018, p. 769)

White (2018) destaca que as duas bombas não precisam ser idênticas, apenas devem trabalhar com a mesma vazão. Elas também podem até ter rotações diferentes, mas normalmente são acionadas pelo mesmo eixo.

Na Figura 7 é possível observar que o arranjo em série faz com que a curva do sistema seja íngreme, requerendo uma altura de carga maior do que a bomba A ou a bomba B podem fornecer. “A altura de carga do ponto de operação da associação será maior do que a de A ou a de B separadamente, mas não maior do que sua soma” (WHITE, 2018, p. 770).

No gráfico da Figura 8 estão ilustradas as curvas de desempenho de três bombas semelhantes colocadas em série, sendo a bomba 3 a mais forte e a bomba 1 a mais fraca. É possível observar que a carga de fechamento das três bombas combinadas em série é igual à soma da carga de fechamento de cada bomba individual. E para valores baixos de vazão volumétrica, a altura de carga das três bombas em série é igual a soma das três alturas de cargas individuais.

FIGURA 8 – CURVAS DE DESEMPENHO DE TRÊS BOMBAS EM SÉRIE



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 801)

Na Figura 8 nota-se que além do fornecimento livre da bomba 1, ela deve ser desligada e contornada, para que não opere além de seu ponto de operação máximo projetado. Com a bomba 1 contornada, a altura de carga combinada torna-se a soma das alturas de cargas individuais das bombas 2 e 3, e além do ponto de fornecimento livre da bomba 2, ela também deve ser desligada e contornada, fazendo com que a altura de carga combinada seja igual à altura de carga individual da bomba 3.

Bombas e turbocompressores em série são utilizados em oleodutos e gasodutos, segundo Henn (2006), para o transporte de fluido a grandes distâncias. Uma das vantagens da instalação de turbocompressores em série, distribuídos em várias estações ao longo do gasoduto, é a possibilidade de escalonamento da pressão para vencer as perdas de carga, sem superdimensionar a tubulação para suportar as elevadas pressões no início do percurso.

Henn (2006, p. 270) destaca “que a associação de geradores em série é indicada para instalações que requerem grandes alturas de elevação (instalações de bombeamento) ou grandes diferenças de pressão (instalações de transporte de gases) e que não podem ser supridas por uma única máquina”.

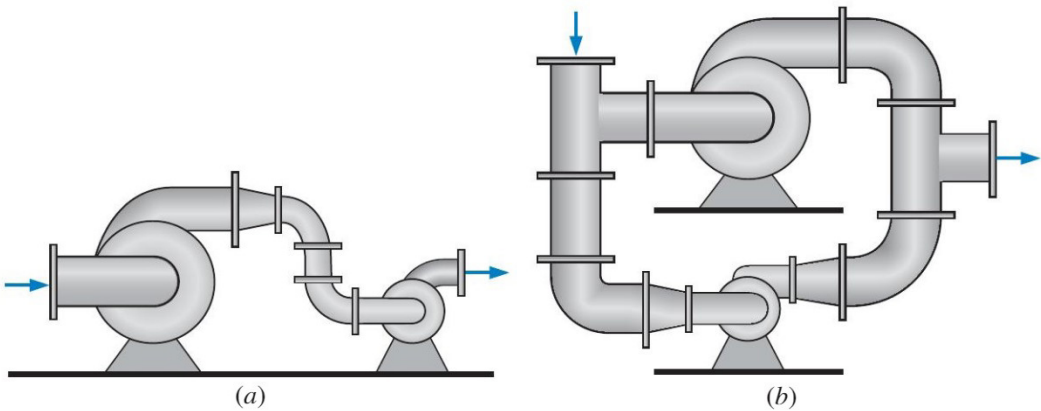


White (2018) destaca que a associação de bombas em série ou em paralelo somente será vantajosa se todas as bombas estiverem operando próximo do ponto de máximo rendimento.

4 BOMBAS DISSIMILARES ARRANJADAS EM SÉRIE E EM PARALELO

Segundo White (2018), as bombas associadas em série e em paralelo não precisam ser idênticas, mas conforme Çengel e Cimbala (2015, p. 800), “o arranjo de bombas dissimilares em série ou em paralelo pode levar a problemas, especialmente se uma bomba for muito maior do que a outra”, como é o caso das Figuras 9(a) e 9(b).

FIGURA 9 – DUAS BOMBAS DIFERENTES (A) EM SÉRIE E (B) EM PARALELO



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 800)

Nas situações em que o arranjo de bombas não é o ideal, segundo Çengel e Cimbala (2015), muitas vezes é melhor utilizar uma única bomba, aumentando a velocidade e/ou a potência de entrada original da bomba, substituindo o rotor por um maior ou substituindo completamente a bomba por uma maior, mas para isso é preciso consultar as curvas de desempenho das bombas, nunca esquecendo que a elevação da pressão e a vazão volumétrica estão relacionadas.

Para que seja possível o arranjo de **bombas em série** é preciso que a vazão volumétrica através de cada bomba seja igual, pois quando bombas diferentes são arranjadas em série, caso elas possuam curvas de desempenho diferentes, a bomba menor pode ser forçada a operar além da sua vazão de fornecimento livre, reduzindo a taxa total de escoamento.

Já para o arranjo de **bombas em paralelo** é preciso que a elevação geral da pressão das bombas seja igual, pois quando bombas diferentes são arranjadas em paralelo, a bomba menor pode não conseguir processar a grande carga imposta, fazendo com que o escoamento em seu ramal seja revertido, reduzindo a elevação geral da pressão.



Tanto para o arranjo de bombas diferentes em série quanto em paralelo, a potência fornecida à bomba menor será desperdiçada.

Também é possível que as tubulações sejam associadas em série e em paralelo. Uma **tubulação mista**, composta pela ligação em série de vários trechos, com comprimentos e diâmetros diferentes, possui resistências hidráulicas diferentes, ou seja, diferentes perdas de carga.

Já em uma **tubulação múltipla**, com ligação em paralelo de tubos diferentes, as perdas de carga são iguais entre si, mas não a vazão que passa pelo interior de cada um deles.

RESUMO DO TÓPICO 2

Neste tópico, você aprendeu que:

- Bombas associadas em paralelo são utilizadas quando a bomba fornece a altura de carga correta, mas se deseja aumentar a vazão volumétrica da instalação.
- Bombas em paralelo também são utilizadas quando a demanda de vazão é variável, podendo utilizar apenas uma bomba quando a demanda de vazão é baixa, e ligando as demais quando a necessidade de vazão é aumentada.
- A potência consumida por duas bombas associadas em paralelo é a soma das potências individuais.
- Bombas combinadas em paralelo são utilizadas em bancos de bombas para circulação de água em torres de arrefecimento e circuitos de água gelada.
- Bombas associadas em série são utilizadas quando uma bomba fornece a vazão correta, mas a altura de carga é muito pequena.
- Para bombas semelhantes (ou idênticas) em série, a altura de carga combinada é igual à soma das cargas líquidas de cada bomba.
- Bombas e turbocompressores em série são utilizados em oleodutos e gasodutos para o transporte de fluido a grandes distâncias.
- A associação de bombas em série ou em paralelo somente é vantajosa se todas as bombas estiverem operando próximo do ponto de máximo rendimento.
- O arranjo de bombas dissimilares em série ou em paralelo pode levar a problemas, principalmente se uma bomba for muito maior do que a outra.
- Quando o arranjo de bombas não é o ideal é melhor aumentar a velocidade e/ou a potência de entrada original da bomba, substituir o rotor por um maior ou substituir completamente a bomba por uma maior.
- Para que seja possível o arranjo de bombas em série é preciso que a vazão volumétrica através de cada bomba seja igual.
- Para que seja possível o arranjo de bombas em paralelo é preciso que a elevação geral da pressão das bombas seja igual.

- Tanto para o arranjo de bombas diferentes em série quanto em paralelo, a potência fornecida à bomba menor será desperdiçada.
- As tubulações também podem ser associadas em série e em paralelo.
- Uma tubulação mista é composta pela ligação em série de vários trechos, com comprimentos e diâmetros diferentes, possuindo resistências hidráulicas diferentes.
- Uma tubulação múltipla é composta pela ligação em paralelo de tubos diferentes, onde as perdas de carga são iguais, mas não a vazão que passa por cada tubo é diferente.



1 Quando se deseja aumentar a vazão volumétrica ou a pressão de uma instalação, é possível fazer arranjos de bombas em série ou em paralelo. Mas para isso é importante que o arranjo seja realizado com bombas semelhantes, visto que podem ocorrer problemas em situações em que uma bomba é muito maior que a outra.

Com relação à associação de bombas em série e em paralelo, analise as afirmativas a seguir:

- I- A associação de bombas em série exige que a elevação geral da pressão seja igual em todas as bombas, enquanto na associação em paralelo é a vazão volumétrica através de cada bomba que deve ser igual.
- II- A potência fornecida à bomba maior é sempre desperdiçada, tanto no arranjo em série quanto no arranjo em paralelo, quando as bombas são diferentes.
- III- Em algumas situações é melhor substituir o rotor por um maior do que associar bombas em série ou em paralelo.
- IV- A carga líquida combinada de bombas semelhantes operadas em série é igual à soma das cargas líquidas de cada bomba.
- V- A vazão combinada de bombas semelhantes operadas em paralelo é igual à soma das vazões individuais de cada bomba.

Podemos dizer que está CORRETO apenas o que se afirma em:

- a) () IV e V.
- b) () III, IV e V.
- c) () I, II e III.
- d) () II, III, IV e V.

2 Duas bombas semelhantes são associadas em paralelo e você gostaria de descobrir a eficiência total desta associação. As características das bombas são apresentadas no quadro a seguir:

CARACTERÍSTICAS DE DUAS BOMBAS HIDRÁULICAS

	Bomba 1	Bomba 2
Eficiência total individual	75 %	81 %
Vazão volumétrica	1,12 m ³ /s	1,27 m ³ /s

FONTE: O autor

Selecione a alternativa que apresenta o resultado da eficiência dessa associação:

- a) () 78%.
- b) () 73%.
- c) () 85%.
- d) () 80%.

MANÔMETROS E VÁLVULAS

1 INTRODUÇÃO

Sabemos que as bombas são bastante utilizadas em instalações de bombeamento para os mais diversos objetivos, como irrigação de lavouras, enchimento de reservatórios, transporte de fluidos em tubulações industriais, entre outras aplicações.

Existem alguns dispositivos que estão presentes na maioria dessas instalações, cada um com sua função específica. Então neste terceiro tópico você verá alguns destes dispositivos, que são os manômetros e vacuômetros, bem como algumas das principais válvulas utilizadas em instalações de bombeamento.

2 MANÔMETROS E VACUÔMETROS

Para a determinação da altura manométrica em instalações de bombeamento são necessários instrumentos que medem a pressão relativa, já citados anteriormente, como manômetros e vacuômetros.

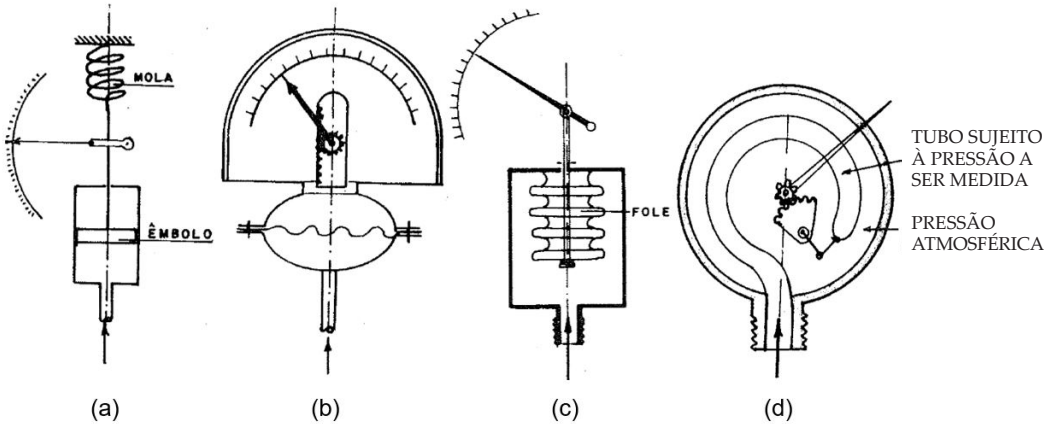
O **manômetro** informa a diferença entre a pressão absoluta e a atmosférica, sendo preciso somar a pressão atmosférica à leitura do instrumento para obter a pressão absoluta, que é a utilizada nas equações. Já o **vacuômetro** informa a diferença entre a pressão atmosférica e a absoluta, sendo necessário subtrair a pressão atmosférica para obter a pressão absoluta.

Segundo Macintyre (1997), os principais instrumentos utilizados são:

- **Manômetro de êmbolo** (Figura 10a): utilizado onde a pressão varia de forma violenta, sendo que a precisão é prejudicada para se obter a robustez necessária. “A pressão do fluido atua sobre um pequeno pistão que comprime uma mola”, permitindo medir pressões na ordem de 20 MPa (MACINTYRE, 1997, p. 76).
- **Manômetro de diafragma** (Figura 10b): “possui a forma de cápsulas sobre as quais se faz agir a pressão a ser medida. A variação da forma do diafragma é transmitida por um sistema de engrenagens a um ponteiro que se desloca de um ângulo proporcional à pressão”. Utilizado em instalações de bombeamento de água, óleo e produtos alimentícios é capaz de medir vácuo e pressões de até 2,75 MPa (MACINTYRE, 1997, p. 76).

- **Manômetro de foles** (Figura 10c): “o fole é um tubo metálico de paredes delgadas, com estrangulamentos sucessivos e que, pela sua elasticidade, pode expandir-se ou contrair-se conforme a pressão a que é submetido. O deslocamento resultante é usado para medição da pressão”. É capaz de medir pressões de até 5,5 MPa e também vácuo (MACINTYRE, 1997, p. 77).
- **Manômetro de Bourdon** (Figura 10d): é composto por “um tubo de seção elíptica com forma de um arco de circunferência, tendo uma extremidade fechada e a outra aberta, ligado à pressão que se quer medir”. A pressão exercida estica o tubo, aumentando o raio de curvatura e provocando, conseqüentemente, um movimento em sua extremidade. O movimento é transmitido a um ponteiro que indica a pressão aplicada. Esse tipo de manômetro é mais utilizado em instalações de bombeamento que trabalham com água, óleo e outros líquidos, com pressões acima da pressão atmosférica (98 MPa) e também vácuo (MACINTYRE, 1997, p. 77).

FIGURA 10 – MANÔMETRO DE (A) ÊMBOLO, (B) DIAFRAGMA, (C) FOLE E (D) BOURDON



FONTE: Macintyre (1997, p. 76 e 77)

3 VÁLVULAS

As válvulas são utilizadas em instalações de bombeamento com o intuito de garantir a segurança da instalação, visto que possuem a função de estabelecer, controlar e interromper a descarga de fluidos nos encanamentos. Elas também são úteis quando se deseja realizar algum reparo ao longo da instalação.

Existe um grande número de tipos de válvulas, sendo que a sua escolha depende da natureza da operação, das propriedades químicas e físicas do fluido, da pressão, da temperatura e da forma de acionamento pretendida.

Antes de falarmos sobre alguns tipos de válvulas é importante fazer a seguinte distinção, que vale ressaltar não ser unânime entre todos os fabricantes e autores: **registros** são os “dispositivos de controle de passagem de descarga, comandados manualmente” e **válvulas** são os dispositivos “que atuam automaticamente, seja pelo efeito da variação da pressão e escoamento ou por alguma razão dependente da operação da instalação” (MACINTYRE, 1997, p. 597).

A classificação das válvulas em função da forma de acionamento, segundo Macintyre (1997), pode ser:

- Acionadas manualmente.
- Comandadas por motores.
- Acionadas pelas forças provenientes da ação do próprio líquido em escoamento.

As **válvulas acionadas manualmente** podem ser de **volante**, comandadas por correntes quando a válvula está fora do alcance do operador, ou de **manivela**, acionando sistemas de engrenagens para reduzir o esforço durante a abertura e o fechamento.

As **válvulas comandadas por motores** são utilizadas em situações em que as válvulas são muito grandes, de difícil acesso ou quando precisam ser comandadas por equipamentos de controle automático. O comando pode ser hidráulico, elétrico ou pneumático.

As **válvulas acionadas pelas forças provenientes da ação do próprio líquido em escoamento** podem ser subdivididas em:

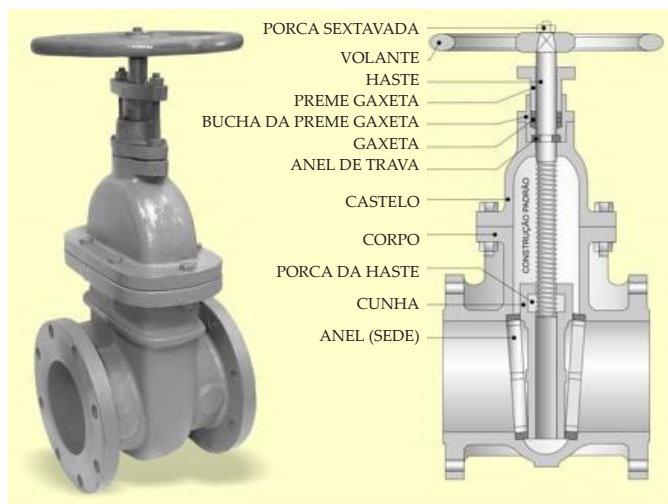
- Automáticas: quando ocorre modificação no regime de escoamento do líquido ou pela ação de molas e pesos.
- De bloqueio: funcionam completamente fechadas ou completamente abertas, sendo a mais comum a válvula de gaveta.
- De regulagem: permitem o controle do escoamento, até o bloqueio total do líquido, mas não devem operar sempre parcialmente fechadas, pois a sua durabilidade é reduzida. Os tipos mais comuns de válvulas de regulagem, segundo Macintyre (1997), são válvulas de globo e válvulas de diafragma.

3.1 VÁLVULAS DE GAVETA

A **válvula de gaveta** é “caracterizada pelo movimento retilíneo alternativo de uma peça de vedação – a gaveta, ao longo de um assento ou sede”. (MACINTYRE, 1997, p. 598).

As principais partes de uma válvula de gaveta são corpo, castelo, haste, volante, sede, entre outros, como ilustrado na Figura 11.

FIGURA 11 – PARTES QUE COMPÕEM UMA VÁLVULA DE GAVETA



FONTE: Val Aço (2016a, s.p.)

As válvulas de gaveta, quando completamente abertas produzem perda de carga praticamente nula, mas quando parcialmente abertas produzem perda de carga elevada, podendo levar à cavitação em instalações de vapor.

São bastante utilizadas em instalações de pequeno e médio porte, principalmente pelo baixo custo. São indicadas para instalações de bombeamento de líquidos, exceto líquidos frigoríficos, devido à baixa temperatura do volante.

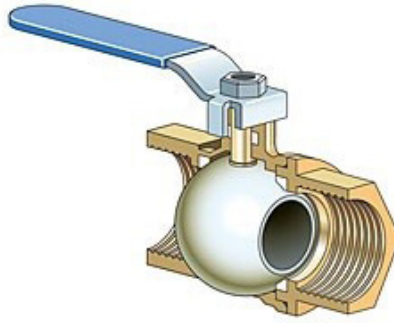
As válvulas de grandes dimensões e para grandes pressões possuem um *by-pass* contornando a gaveta e assim estabelecendo um melhor equilíbrio entre as pressões, facilitando a abertura da válvula.

Os principais materiais que as válvulas de gaveta são produzidas são bronze, ferro fundido cinzento, ferro fundido nodular, aço fundido e aço forjado.

3.2 VÁLVULAS DE ESFERA

As válvulas de esfera, como a da Figura 12, são válvulas de fechamento rápido, utilizadas para ar comprimido, vácuo, vapor, gases e líquidos. “O controle do fluxo se faz por meio de uma esfera, possuindo uma passagem central e localizada no corpo da válvula. O comando é, em geral, manual, com o auxílio de uma alavanca” (MACINTYRE, 1997, p. 605).

FIGURA 12 – VISTA INTERNA DE UMA VÁLVULA DE ESFERA



FONTE: Master Tecnologia Industrial (2019, s.p.)

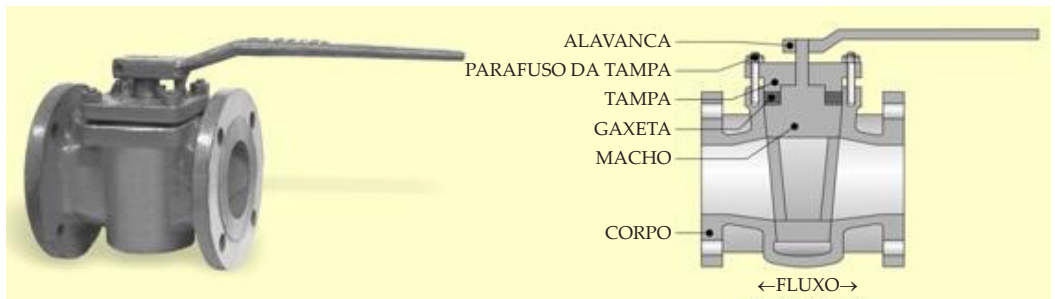
Estas válvulas são utilizadas para situações em que se pretende abrir ou fechar totalmente a passagem de líquido, sem possibilidade de variar a descarga.

Elas suportam pressões e temperaturas elevadas, dependendo do material em que é fabricada. Segundo Macintyre (1997), os principais materiais em que são produzidas são aço inoxidável, aço-carbono e bronze.

3.3 VÁLVULAS MACHO

As **válvulas macho**, como a da Figura 13, são compostas por uma peça cônica (macho) com um orifício ou passagem que se encaixa no corpo da válvula, fazendo com que o escoamento seja máximo quando o eixo geométrico do orifício coincide com o eixo do tubo.

FIGURA 13 – COMPONENTES DE UMA VÁLVULA MACHO



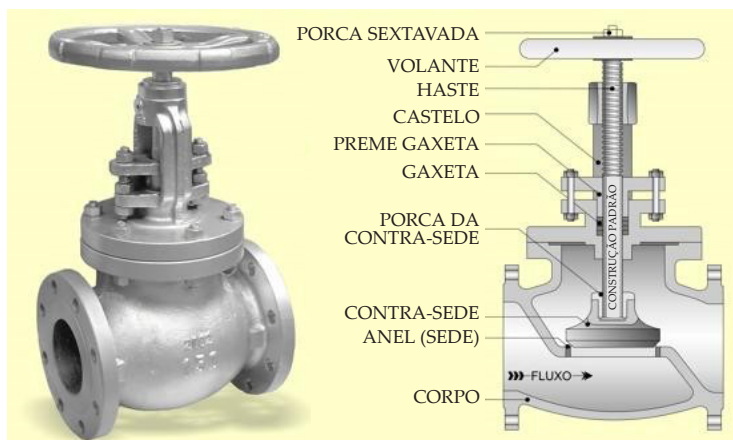
FONTE: Val Aço (2016b, s.p.)

Existem válvulas macho com duas, três ou até quatro entradas. As válvulas pequenas são utilizadas para água, óleo, ar e gases até pressões de 1,4 MPa e temperatura de 40 °C.

3.4 VÁLVULAS DE GLOBO

As **válvulas de globo**, como a da Figura 14, “possuem uma haste parcialmente rosqueada em cuja extremidade, oposta ao volante de manobra, existe um alargamento, tampão ou disco para controlar a passagem do fluido por um orifício”. São utilizadas para regulagem e fechamento de sistemas de água, fluidos frigoríficos, óleos, líquidos, ar comprimido, vapor e gases (MACINTYRE, 1997, p. 608).

FIGURA 14 – COMPONENTES DE UMA VÁLVULA DE GLOBO



FONTE: Val Aço (2016c, s.p.)

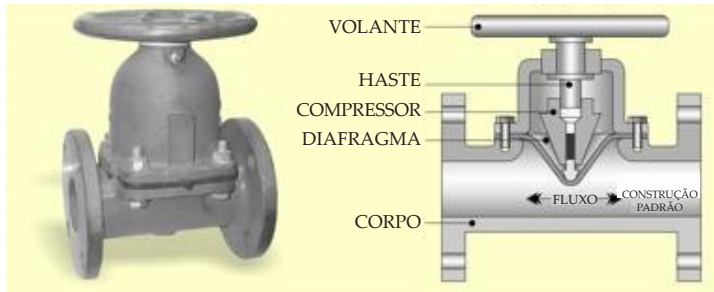


Os registros de chuveiros são exemplos de pequenas válvulas de globo, também chamados de registros de pressão, geralmente sendo fabricados em bronze.

3.5 VÁLVULAS DE DIAFRAGMA

As **válvulas de diafragma**, como a da Figura 15, são utilizadas em instalações de ar comprimido e gases, instalações frigoríficas, além de líquidos e gases corrosivos e perigosos que não podem vaziar. O diafragma é o componente que garante esta estanqueidade.

FIGURA 15 – COMPONENTES DE UMA VÁLVULA DE DIAFRAGMA



FONTE: Val Aço (2013, s.p.)

3.6 VÁLVULAS ESFÉRICAS OU ROTOVÁLVULAS

As **válvulas esféricas** geralmente são de grandes dimensões, sendo equipadas com um órgão de forma cilíndrica que gira em torno de um eixo. Na posição de máxima abertura, não existe obstrução para o escoamento.

Segundo Macintyre (1997, p. 614), elas podem “atender a qualquer pressão e são usadas do lado do recalque da bomba. São empregadas em usinas hidrelétricas, em grandes elevatórias e centrais de acumulação”.

3.7 VÁLVULAS BORBOLETA

As **válvulas borboleta**, como a da Figura 16, possuem um disco giratório biconvexo dentro de uma cavidade esférica, sendo a sua inclinação determinada pela graduação de descarga.

FIGURA 16 – VÁLVULA BORBOLETA



FONTE: VARB (2016, s.p.)

3.8 VÁLVULAS ANULARES

As **válvulas anulares**, como a da Figura 17, são dispositivos em que é possível regular a vazão, além de não necessitarem de grandes esforços para acionamento. “Possuem um órgão obturador com movimento de translação no sentido do escoamento da água” (MACINTYRE, 1997, p. 617).

Elas também podem ser utilizadas como válvulas de alívio.

FIGURA 17 – VÁLVULA ANULAR



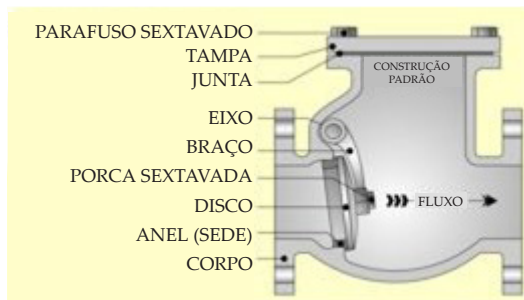
FONTE: Mult-hidro (2019, s.p.)

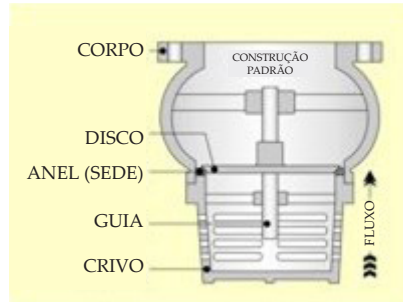
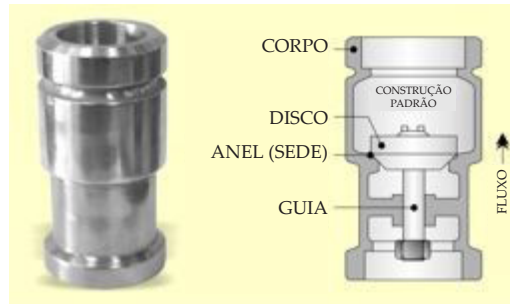
3.9 VÁLVULAS DE RETENÇÃO

As **válvulas de retenção** se fecham automaticamente pela diferença de pressão em função do próprio escoamento quando há a tendência de inversão do sentido do escoamento.

Elas podem ser utilizadas tanto na linha de aspiração quanto na de recalque, sendo do tipo portinhola (Figura 18a), vertical (Figura 18b), horizontal, fundo de poço (pé com crivo) (Figura 18c) ou disco.

FIGURA 18 – VÁLVULAS DE RETENÇÃO TIPO (A) PORTINHOLA, (B) VERTICAL E (C) FUNDO DE POÇO





FONTE: Adaptado de Val Aço (2016d)

3.10 VÁLVULAS DE ALÍVIO OU DE SEGURANÇA

As **válvulas de alívio ou de segurança** são utilizadas para diminuir o golpe de aríete, que será visto no Tópico 4. “Quando a pressão no interior da tubulação ultrapassa um valor compatível com a resistência de uma mola calibrada para uma certa ajustagem, ela se abre automaticamente, permitindo a saída do fluido”. (MACINTYRE, 1997, p. 621).

Um sistema de bombeamento que é controlado por uma válvula de alívio deve ter pressão de operação no mínimo 100% menor do que a pressão de abertura da válvula.

Essas válvulas quando são utilizadas em sistemas de bombeamento de líquidos são chamadas de válvulas de alívio, abrindo de forma proporcional ao aumento da pressão. Já quando o fluido for ar, gases ou vapor são chamadas de válvulas de segurança, abrindo de forma repentina e total.

3.11 VÁLVULAS DE INCLUSÃO OU EXPULSÃO DE AR

As **válvulas de inclusão ou expulsão de ar** também são chamadas de **ventosas**, pois permitem que o ar que ficou em adutoras por gravidade ou nas tubulações de recalque seja retirado, da mesma forma que permitem a entrada de ar caso tenha se formado um vácuo na tubulação evitando esmagamento da tubulação.

Geralmente são instaladas nas partes altas dos sifões, após longo trecho horizontal ou com pequena declividade. Mas é preciso ficar atento para que “os aclives das tubulações, após atingirem a ventosa, devem ser suaves, e os declives após a válvula, acentuados, a fim de acumular melhor o ar nos pontos altos e possibilitar sua expulsão pela ventosa” (MACINTYRE, 1997, p. 623).

As ventosas podem ser:

- **De simples efeito:** deixam sair o ar que está acumulado, não permitindo a entrada de ar.
- **De duplo efeito:** controlam automaticamente a entrada e a saída de ar.

3.12 VÁLVULAS DE CONTROLE

As **válvulas de controle**, como a da Figura 19, possuem a função de controlar o nível do líquido, a descarga, a pressão ou a temperatura do fluido, sendo comandadas de forma automática a distância.

FIGURA 19 – VÁLVULA DE CONTROLE



FONTE: BERMO (2016, s.p.)

São semelhantes às válvulas de globo, com a presença de um diafragma que se deforma com a ação do ar comprimido que é comandado pela ação de um instrumento automático em função da variável que está sendo controlada.

3.13 VÁLVULAS DE REDUÇÃO DE PRESSÃO

As **válvulas de redução de pressão** atuam automaticamente em função da atuação do líquido que está escoando, sem depender da atuação de forças externas, com a função de regular a pressão a jusante da própria válvula para que fique dentro dos limites estabelecidos. “Para atuar obedecendo a valores prefixados da pressão, necessitam de molas, cuja tensão é ajustável” e sua fabricação depende de qual material irá escoar (MACINTYRE, 1997, p. 628).

São utilizadas em instalações de bombeamento em edifícios, visto que os aparelhos sanitários possuem um limite superior de pressão que suportam.

3.14 VÁLVULAS DE PRESSÃO CONSTANTE

As **válvulas de pressão constante** são utilizadas em instalações em que é necessário que a pressão seja mantida constante, independentemente da variação da descarga, como em um sistema de bombeamento de água de um edifício.

A válvula de pressão constante é uma combinação entre uma válvula redutora de pressão especial com uma válvula de retenção com amortecedor de choque. A abertura da válvula acompanha o sentido de variação do consumo de água.

3.15 REGISTRO AUTOMÁTICO DE ENTRADA DE ÁGUA EM RESERVATÓRIOS

É um registro que possui uma boia (flutuador) que se desloca conforme o nível de água do reservatório se altera, limitando a quantidade de entrada de água ao atingir determinado nível. Ele pode ser de dois tipos:

- Colocação na parte superior do reservatório, com flutuador ligado diretamente à alavanca.
- Colocação na parte inferior do reservatório, com flutuador ligado à alavanca através de uma corrente.



Para os diagramas hidráulicos existem símbolos específicos normatizados para cada uma das válvulas.

RESUMO DO TÓPICO 3

Neste tópico, você aprendeu que:

- O manômetro informa a diferença entre a pressão absoluta e a atmosférica.
- O vacuômetro informa a diferença entre a pressão atmosférica e a absoluta.
- Os principais manômetros são o de êmbolo, o de diafragma, o de foles e o de Bourdon.
- Os registros são dispositivos de controle de passagem de descarga, comandados manualmente.
- As válvulas são dispositivos que atuam automaticamente, seja pelo efeito da variação da pressão e escoamento ou por alguma razão dependente da operação da instalação.
- As válvulas podem ser acionadas manualmente, comandadas por motores ou acionadas pelas forças provenientes da ação do próprio líquido em escoamento.
- Algumas das principais válvulas utilizadas em instalações de bombeamento são válvulas de gaveta, de esfera, macho, de globo, de diafragma, esférica, borboleta, anular, de retenção, de alívio ou segurança, de inclusão ou expulsão de ar, de controle, de redução de pressão e de pressão constante.



- 1 As válvulas são utilizadas em instalações de bombeamento para garantir a segurança da instalação, podendo estabelecer, controlar e interromper a descarga de fluidos nos encanamentos, sendo úteis também quando se deseja realizar algum reparo ao longo da instalação.

Analise os termos referentes às válvulas a seguir e associe-os às suas características:

- 1- Válvula de gaveta
- 2- Válvula de esfera
- 3- Válvula de globo
- 4- Válvula borboleta

- () É utilizada para situações em que se pretende abrir ou fechar totalmente a passagem de líquido, sem possibilidade de variar a descarga.
- () Possui um disco giratório biconvexo dentro de uma cavidade esférica, sendo que a sua inclinação determinada a graduação de descarga.
- () É caracterizada pelo movimento retilíneo alternativo de uma peça de vedação ao longo de um assento ou sede.
- () Possui uma haste parcialmente rosqueada em cuja extremidade existe um alargamento, tampão ou disco para controlar a passagem do fluido por um orifício.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () 1 – 2 – 3 – 4.
- b) () 4 – 3 – 2 – 1.
- c) () 3 – 1 – 4 – 2.
- d) () 2 – 4 – 1 – 3.

- 2 Para determinar a altura manométrica em instalações de bombeamento é comum o uso de manômetros e vacuômetros, que são instrumentos que medem a pressão relativa, ou seja, a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica.

Analise os termos referentes aos manômetros/vacuômetros a seguir e associe-os às suas características:

- 1- Manômetro de êmbolo
- 2- Manômetro de diafragma
- 3- Manômetro de foles
- 4- Manômetro de Bourdon

- () Possui a forma de cápsula sobre a qual age a pressão que é medida, mas não mede pressões muito elevadas.
- () Um tubo de seção elíptica com uma extremidade fechada e a outra aberta, muda seu raio de curvatura em função da pressão que está sendo exercida.
- () É indicado para situações em que a pressão varia de forma abrupta, o que faz com que a sua precisão seja prejudicada.
- () Um tubo metálico de paredes delgadas se expande ou se contrai em função da pressão a que é submetido.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () 1 - 2 - 3 - 4.
- b) () 3 - 1 - 4 - 2.
- c) () 2 - 4 - 1 - 3.
- d) () 4 - 3 - 2 - 1.

INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO

1 INTRODUÇÃO

Ao longo das unidades anteriores e também dos tópicos anteriores desta unidade foram apresentadas as principais máquinas de fluxo, suas características e particularidades. Agora veremos alguns conceitos e dispositivos importantes para instalações de bombeamento.

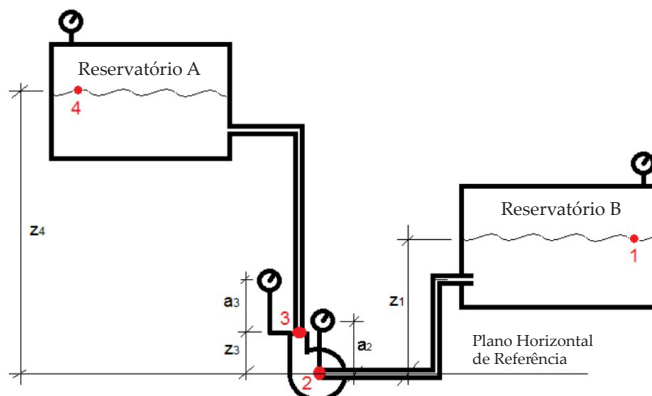
Neste tópico, você estudará as alturas de uma instalação de bombeamento e a relação entre a potência e a eficiência com essas alturas, as perdas de carga na instalação e o golpe de aríete.

2 ALTURAS IMPORTANTES EM UMA INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO

Antes de iniciarmos o estudo de instalações de bombeamento é preciso entender a diferença entre uma bomba afogada e uma bomba não afogada. Uma bomba está **afogada** quando o nível da água no reservatório de aspiração está acima do centro da bomba, já é **não afogada** quando o nível da água no reservatório de aspiração está abaixo do centro da bomba.

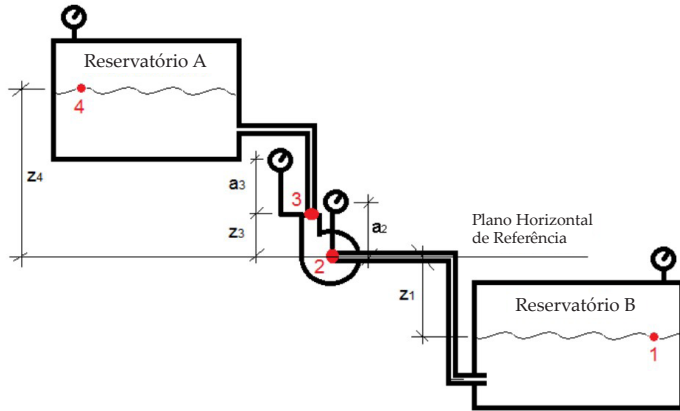
Nas Figuras 20 e 21 são ilustradas instalações com bomba hidráulica afogada e bomba não afogada, respectivamente.

FIGURA 20 – ESQUEMA GENÉRICO DE UMA INSTALAÇÃO COM BOMBA "AFOGADA"



FONTE: Germer (2014a, p. 2)

FIGURA 21 – ESQUEMA GENÉRICO DE UMA INSTALAÇÃO COM BOMBA NÃO AFOGADA



FONTE: Germer (2014a, p. 3)

A **altura estática de aspiração ou sucção** (h_a) “é a diferença de cotas entre o nível do centro da bomba e o da superfície livre do reservatório de captação”. Nas Figuras 20 e 21, está representada por z_1 , sendo maior que zero quando a bomba está afogada e menor que zero quando a bomba está não afogada (MACINTYRE, 1997, p. 57).

A **altura estática de recalque** (h_r) “é a diferença de cotas entre os níveis onde o líquido é abandonado ao sair pelo tubo de recalque no meio ambiente (ou outro) e o nível do centro da bomba”. Nas Figuras 20 e 21, está representada por z_4 (MACINTYRE, 1997, p. 58).

A **altura estática de elevação** (h_e) ou altura topográfica ou altura geométrica “é a diferença de cotas entre os níveis em que o líquido é abandonado no meio ambiente (ou outro), ao sair pelo tubo de recalque, e o nível livre no reservatório de captação” (MACINTYRE, 1997, p. 58).

Estas três alturas se relacionam através das Equações 36 e 37 para os casos de bomba não afogada e de bomba afogada, respectivamente:

$$h_e = h_a + h_r \tag{36}$$

$$h_e = h_r - h_a \tag{37}$$

A **altura total de aspiração** ou altura manométrica de aspiração (H_a) é a grandeza obtida através do vacuômetro quando a bomba está instalada e funcionando. Esta grandeza representa a diferença entre as alturas representativas de pressão atmosférica local (H_b) e da pressão na entrada da bomba, sendo obtida no ponto 2 das Figuras 20 e 21 e calculada pelas Equações 38 ou 39 (MACINTYRE, 1997, p. 58).

$$H_a = H_b - \frac{P_0}{\rho g} \quad (38)$$

$$H_a = h_a + \frac{v_0^2}{2g} + J_a \quad (39)$$

Onde P_0 é a pressão na entrada da bomba, v_0 é a velocidade na entrada da bomba e J_a a perda de carga no encanamento de aspiração.

Macintyre (1997) cita que a altura total de aspiração pode ser considerada a energia que cada kgf de líquido deve receber para que, partindo do reservatório inferior, atinja a entrada da bomba, vencendo a altura estática de aspiração, as resistências passivas (perda de carga) e adquirindo energia cinética.

A **altura total de recalque** ou altura manométrica de recalque (H_r) “é a diferença entre as alturas representativas da pressão na saída (convencionada) da bomba e a atmosférica (que supusemos fosse a reinante na saída da tubulação de recalque)”, sendo obtida no ponto 3 das Figuras 20 e 21 e calculada pela Equação 40 (MACINTYRE, 1997, p. 59).

$$H_r = \left(\frac{P_3}{\rho g} + z_3 \right) - H_b \quad (40)$$

Onde P_3 é a pressão na saída da bomba e z_3 é a distância vertical entre a saída e a entrada da bomba.

Para a situação em que a tubulação de recalque abandona livremente o líquido na atmosfera, a altura total de recalque pode ser calculada pela Equação 41:

$$H_r = h_r + J_r \quad (41)$$

Onde J_r é a perda de carga no recalque. Para a situação em que o líquido pela tubulação a um reservatório superior, fazendo com que acima da boca do tubo de recalque tenha uma camada de líquido para absorver toda a energia cinética com que o líquido sai do tubo, a altura total de recalque é calculada pela Equação 42:

$$H_r = h_r + J'_r - \frac{v_3^2}{2g} \quad (42)$$

Onde J'_r é a perda de carga na tubulação de recalque e na entrada do reservatório superior e v_3 é a velocidade do líquido na saída da bomba.

Segundo Macintyre (1997), a altura total de recalque pode ser considerada a energia que a bomba deve fornecer a cada kgf do líquido para que ele, partindo da saída da bomba, atinja a boca da tubulação de recalque ou a superfície livre do reservatório superior, vencendo o desnível estático e as perdas de carga na tubulação.

A **altura manométrica de elevação** ou somente altura manométrica (H) “é a diferença entre as alturas representativas das pressões na saída (convencionada) e na entrada da bomba”, ou seja, a soma das alturas totais de aspiração e recalque, como na Equação 43: (MACINTYRE, 1997, p. 60).

$$H = H_a + H_r = h_a + h_r + J_a + J_r + \frac{v_0^2}{2g} \quad (43)$$

Para o caso de a bomba não estar afogada, vale a equação vista anteriormente e, segundo Macintyre (1997), é necessária a utilização de uma válvula de retenção com crivo no início da tubulação de aspiração, chamada de válvula de pé, impedindo o escoamento do líquido do tubo para o reservatório quando a bomba está parada.

Já quando a bomba está afogada não há necessidade da válvula de pé com crivo, mas é preciso que o nível de água permita que o corpo da bomba fique completamente cheio. Se a extremidade do tubo de recalque estiver imersa no líquido, a altura manométrica de elevação é dada pela Equação 44:

$$H = h_a + h_r + J_a + J'_r + \frac{v_0^2 - v_3^2}{2g} \quad (44)$$

De acordo com Macintyre (1997, p. 62):

A altura manométrica mede a energia que a bomba deve fornecer a cada kgf de líquido para que este, partindo do reservatório inferior, onde se achava em repouso, e submetido a uma pressão maior do que a que se cria com o deslocamento do líquido no interior da bomba, atinja a saída do tubo de recalque, vencendo o desnível, todas as resistências passivas oferecidas pelo encanamento e seus acessórios, e adquira a energia cinética correspondente à velocidade com que chega a bomba.

O conhecimento do valor de H é de suma importância em projetos de instalações de bombeamento, onde são utilizados instrumentos que medem as pressões relativas no encanamento, como manômetro no encanamento de recalque e vacuômetro na tubulação de aspiração, vistos no tópico anterior.

A altura manométrica em função das leituras feitas simultaneamente nesses dois instrumentos pode ser obtida pela Equação 45:

$$H = \frac{p' + p''}{\gamma} + m \quad (45)$$

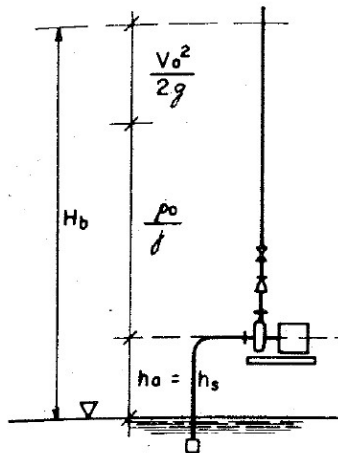
Onde p' é leitura no manômetro, p'' é a leitura no vacuômetro e m é a diferença de cotas entre os centros desses instrumentos. Macintyre (1997) cita que é comum colocar o manômetro e o vacuômetro no mesmo nível, de modo que m seja igual a zero.

A **altura total de sucção na aspiração**, também chamada de *suction lift* (h_s) “é igual a leitura manométrica à entrada da bomba expressa em altura de coluna líquida, menos a altura representativa da velocidade à entrada da bomba”, podendo ser obtida pela Equação 46 (MACINTYRE, 1997, p. 64).

$$h_s = H_b - \left(\frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} \right) = h_a \quad (46)$$

Onde H_b é a pressão atmosférica. Esta equação significa que quando há *suction lift*, a bomba fica acima do nível do reservatório, como na Figura 22, e é a pressão atmosférica que fornece energia para que o líquido se desloque até a bomba.

FIGURA 22 – BOMBA ACIMA DO NÍVEL DO RESERVATÓRIO

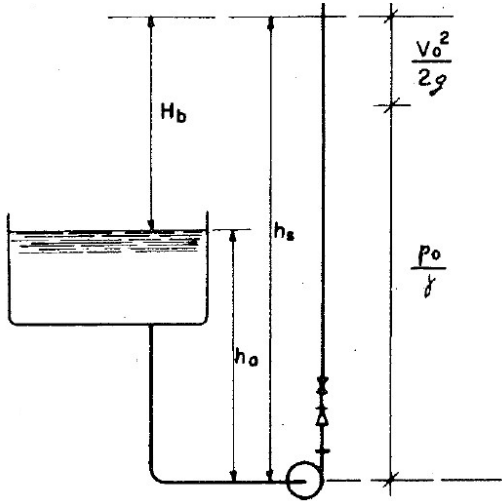


FONTE: Macintyre (1997, p. 65)

A **altura total de pressão na aspiração**, também chamada de *total suction head* (h_s), “ocorre quando a pressão à entrada da bomba é maior que a pressão atmosférica porque a entrada da bomba se encontra abaixo do nível do líquido no reservatório, ou a pressão na superfície do líquido é maior do que a atmosférica”, sendo calculada pela Equação 47 que também pode ser observada através da Figura 23 (MACINTYRE, 1997, p. 64).

$$h_s = h_a + H_b = \frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} \tag{47}$$

FIGURA 23 – BOMBA ABAIXO DO NÍVEL DO RESERVATÓRIO



FONTE: Macintyre (1997, p. 65)

A **altura útil de elevação**, também chamada de altura total ou altura dinâmica (H_u), “é a energia que a unidade de peso do líquido adquire em sua passagem pela bomba”, sendo calculada através das Equações 48 ou 49 (MACINTYRE, 1997, p. 65).

$$H_u = \left(\frac{P_3}{\gamma} + i + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} \right) \tag{48}$$

$$H_u = H + \frac{v_3^2 - v_0^2}{2g} = h_e + J_a + J_r + \frac{v_3^2}{2g} \tag{49}$$

Caso os diâmetros de entrada e de saída da bomba sejam iguais, as velocidades serão iguais, o que leva a concluir que $H = H_u$.

A **altura total de elevação** (H_e) “é a energia total que o rotor deve fornecer a cada kgf de líquido”, levando em conta as perdas hidráulicas (J_h), obtida através da Equação 50: (MACINTYRE, 1997, p. 66).

$$H_e = H_u + J_h \quad (50)$$

A **altura motriz de elevação** (H_m) é a grandeza que traduz o trabalho exterior necessário ao rotor para que vença o trabalho resistente mecânico desenvolvido pelos mancais, cedendo ao líquido a energia representada por H_e , sendo calculada pela Equação 51:

$$H_m = H_e + J_h = h_e + J_a + J_r + J_h + J_p + \frac{v_3^2}{2g} \quad (51)$$

Onde J_p é o valor do trabalho mecânico resistente passivo por kgf de líquido escoado. Normalmente, o diâmetro do tubo de recalque é maior que o diâmetro do bocal da bomba, para obter maiores velocidades e menores perdas, mas em situações em que os diâmetros são iguais e o diâmetro do tubo de recalque é constante, pode ser utilizada v_4 ao invés de v_3 na equação anterior, visto que v_4 é a velocidade no ponto médio da seção de saída do encanamento de recalque.

A **altura disponível de elevação** (H_d) “é a variação final de energia de cada kgf de líquido bombeado ao passar do reservatório inferior para o superior, ou seja: o ganho de energia de cada kgf de líquido em consequência do bombeamento”, dada pela Equação 52 (MACINTYRE, 1997, p. 66).

$$H_d = \left(h_e + H_b + \frac{v_4^2}{2g} \right) - H_b = h_e + \frac{v_4^2}{2g} \quad (52)$$

Esta equação significa que o líquido estava em repouso no reservatório inferior e após o bombeamento atinge a altura h_e e a velocidade v_4 .

Após o desenvolvimento ou seleção de uma bomba é preciso um teste final para verificar se a bomba se adapta às características do sistema em que vai operar. “A altura de carga do sistema deve ser igual à altura de carga produzida pela bomba, e essa intersecção deve ocorrer na região de rendimento máximo” (WHITE, 2018, p. 765).

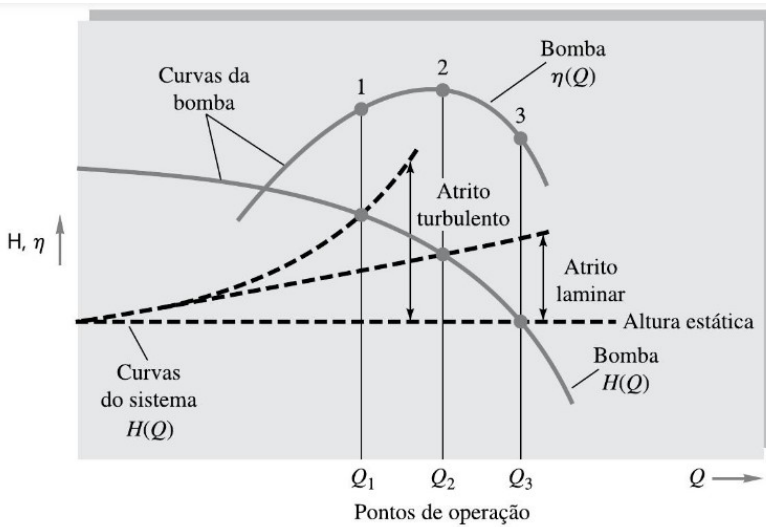
A altura de carga do sistema (H_{sist}) pode ser calculada pela Equação 53:

$$H_{sist} = (z_2 - z_1) + \frac{v^2}{2g} \left(\sum \frac{fL}{D} + \sum K \right) \tag{53}$$

Onde $(z_2 - z_1)$ é a variação da elevação estática, v é a velocidade do escoamento no tubo principal, $(\sum \frac{fL}{D})$ são as perdas por atrito em tubos e conexões e $(\sum K)$ são as perdas localizadas, sendo que estes dois últimos serão vistos mais maiores detalhes ainda neste tópico.

A velocidade é proporcional à vazão da bomba, então esta equação pode representar uma curva da altura de carga do sistema. Na Figura 24 são apresentadas três diferentes curvas de altura de carga do sistema (linha pontilhada): uma altura de carga estática, uma altura de carga estática mais atrito laminar e uma altura de carga estática mais atrito turbulento. A intersecção da curva do sistema com a curva de desempenho da bomba define o ponto de operação.

FIGURA 24 – PONTOS DE OPERAÇÃO DA BOMBA PARA TRÊS TIPOS DE CURVAS DE ALTURA DE CARGA DO SISTEMA



FONTE: White (2018, p. 767)

Você pode observar que o ponto de operação de atrito laminar está no máximo rendimento (ponto 2), enquanto as curvas turbulenta e estática estão fora do ponto de projeto (pontos 1 e 3, respectivamente). Isso mostra que a bomba deverá ser alterada no tamanho ou na rotação se o seu ponto de operação estiver fora do ponto de projeto.

3 POTÊNCIA E EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DAS ALTURAS

A **potência de eixo ou potência motriz** (\dot{W}_{eixo}), vista anteriormente, também pode ser calculada utilizando a altura motriz de elevação (H_m), como na Equação 54.

$$\dot{W}_{eixo} = \rho g \dot{Q} H_m \quad (54)$$

Onde ρ é a massa específica do líquido, g é a aceleração da gravidade e \dot{Q} é a vazão volumétrica.

A **potência hidráulica ou de elevação** ($\dot{W}_{hidráulica}$), também vista anteriormente, sendo a potência cedida ao líquido pelo rotor, descontando as perdas por atrito mecânico nos mancais e gaxetas (H_p) e cedendo apenas a energia H_e , é calculada através da Equação 55:

$$\dot{W}_{hidráulica} = \rho g \dot{Q} H_e \quad (55)$$

Com isso, a potência de eixo pode ser calculada pela Equação 56:

$$\dot{W}_{eixo} = \dot{W}_{hidráulica} + \dot{W}_{perdas} \quad (56)$$

Onde \dot{W}_{perdas} é a potência perdida sob a forma de perdas mecânicas.

A **potência útil** ($\dot{W}_{útil}$) “é a que corresponde portanto à energia aproveitada pelo líquido para seu escoamento fora da própria bomba”, desconsiderando a energia que se perde no interior da bomba em função das perdas hidráulicas, pode ser calculada pela Equação 57 (MACINTYRE, 1997, p. 68).

$$\dot{W}_{útil} = \rho g \dot{Q} H_u \quad (57)$$

A **eficiência mecânica** (η_m), que é a relação entre a potência hidráulica e a potência de eixo, também pode ser calculada pela Equação 58:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{\dot{W}_{eixo}} = \frac{H_e}{H_m} \quad (58)$$

Macintyre (1997) cita que as bombas modernas possuem eficiência mecânica entre 92% e 95%, sendo que os valores maiores são para as bombas de maiores dimensões.

A **eficiência hidráulica** (η_h) é a relação entre a potência útil e a potência hidráulica, sendo calculada pela Equação 59:

$$\eta_h = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{W}_{\text{hidráulica}}} = \frac{H_u}{H_e} \quad (59)$$

Segundo Macintyre (1997), bombas pequenas possuem eficiência hidráulica na faixa de 50%, enquanto em bombas grandes pode chegar a 90%, admitindo-se valores entre 85% e 88% no projeto.

A **eficiência total** (η_T) é a relação entre a potência útil e a potência de eixo, podendo ser calculada pela Equação 60:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{\text{útil}}}{\dot{W}_{\text{eixo}}} = \frac{H_u}{H_m} \quad (60)$$

De acordo com Macintyre (1997), grandes bombas centrífugas podem ter eficiência total superior a 85%, já as pequenas, dependendo das condições, podem operar abaixo de 40% de eficiência. Considera-se um valor razoável 60% para bombas pequenas e 75% para bombas médias.

4 PERDAS DE CARGA

Um líquido ao escoar por tubulações, válvulas, curvas, conexões, entre outros dispositivos, perde energia para vencer as resistências ao escoamento. A energia que é perdida pelo líquido é chamada de perda de carga (J), como já visto anteriormente para bombas e turbinas, normalmente são expressas como altura equivalente de coluna de fluido, representando a altura adicional a qual o fluido precisa ser elevado pela bomba para superar as perdas sofridas.

A perda de carga por ser:

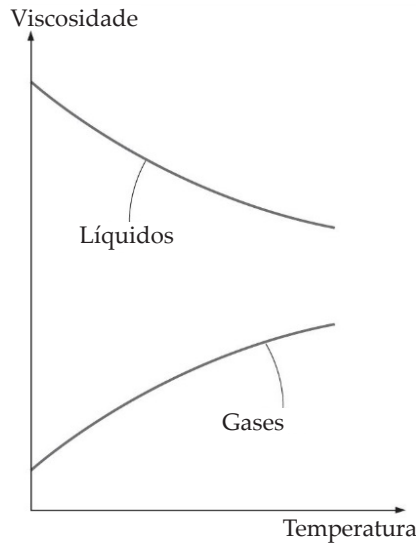
- **Distribuída:** queda gradativa da pressão ao longo do comprimento do tubo, sendo influenciada pelo diâmetro e pelo comprimento do tubo, pela rugosidade da parede e pelas propriedades do fluido (massa específica, viscosidade e velocidade do escoamento).
- **Localizada:** causada pelos acessórios inseridos na tubulação.

A **viscosidade** do fluido, que é a resistência ao deslocamento de camadas umas sobre as outras, causa atrito interno e, conseqüentemente, perda de carga. A **viscosidade dinâmica** ou absoluta (μ) é a relação entre a tensão de cisalhamento (τ) e a taxa de deformação (du/dy), como na Equação 61:

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (61)$$

No gráfico da Figura 25 é possível observar que viscosidade dos líquidos diminui com o aumento da temperatura, enquanto com os gases ocorre o inverso, e, normalmente, os líquidos possuem maior viscosidade do que os gases.

FIGURA 25 – COMPORTAMENTO DA VISCOSIDADE EM RELAÇÃO À TEMPERATURA PARA LÍQUIDOS E GASES



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 53)

Para o caso de fluidos não newtonianos, onde a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação não é linear, essa relação é chamada de **viscosidade dinâmica aparente** (η), variando conforme a tensão aplicada.



Fluidos newtonianos são aqueles que apresentam uma relação linear entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação, como a água, ar e óleos. Os fluidos não newtonianos são aqueles que não possuem esta relação linear, como o sangue e os plásticos líquidos. Os fluidos não newtonianos em que a viscosidade dinâmica aparente aumenta com a taxa de deformação são chamados de dilatantes, com o amido, e os em que ela diminui são chamados de pseudoplásticos, com as tintas.

A viscosidade cinemática (δ) é a razão entre a viscosidade dinâmica (μ) e a massa específica (ρ), sendo expressa pela Equação 62.

$$\delta = \frac{\mu}{\rho} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \tag{62}$$

O **número de Reynolds** (Re) é um número adimensional, que consiste na relação entre as forças de inércia e as forças viscosas, como apresentado na Equação 63, sendo bastante utilizado para caracterizar os escoamentos em **laminar** ($Re \leq 2300$), **transitório** ($2300 \leq Re \leq 4000$) e **turbulento** ($Re > 4000$).

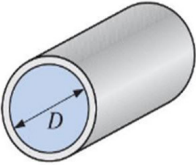
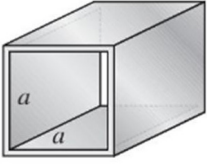
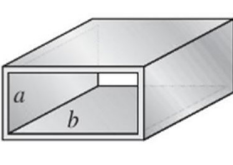
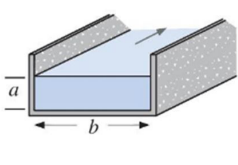
$$Re = \frac{\rho v D_H}{\mu} \tag{63}$$

Onde v é a velocidade média do escoamento e D_H é o diâmetro hidráulico, que é definido pela Equação 64:

$$D_H = \frac{4A_C}{p} \tag{64}$$

Onde A_C é a área da seção transversal do tubo e p é o perímetro molhado. No Quadro 1 são apresentados alguns diâmetros hidráulicos mais comuns.

QUADRO 1 – DIÂMETRO HIDRÁULICO

Tubo circular	Duto quadrado	Duto retangular	Canal
			
$D_H = \frac{4\left(\pi D^2/4\right)}{\pi D} = D$	$D_H = \frac{4a^2}{4a} = a$	$D_H = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b}$	$D_H = \frac{4ab}{2a+b}$

FONTE: Adaptado de Çengel e Cimbala (2015, p. 350)

Macintyre (1997) cita que na situação de dois encanamentos de igual diâmetro e rugosidade, com um escoando água enquanto o outro escoar, como a viscosidade cinemática da água é 15 vezes maior que a do ar, é preciso que o ar escoe 15 vezes mais rápido que a água para que as perdas de carga sejam iguais.

A **rugosidade dos encanamentos** também afeta na perda de carga, sendo que quanto mais usado o tubo, maior é a sua rugosidade, visto que ocorre oxidação, corrosão, incrustação e deposição. A **rugosidade absoluta** (ϵ) é a altura média das saliências da rugosidade, já a **rugosidade relativa** é a razão entre a rugosidade absoluta (ϵ) e o diâmetro interno do encanamento (D).

Como a rugosidade absoluta não é um valor uniforme, é considerado seu valor médio, chamado de **rugosidade equivalente**, que é utilizado para o cálculo de perda de carga. No Quadro 2 são apresentados valores de rugosidade equivalente para alguns materiais.

QUADRO 2 – RUGOSIDADE EQUIVALENTE

MATERIAL	Rugosidade equivalente (mm)		
Aço, revestimento asfalto quente	0,3	a	0,9
Aço, revestimento esmalte centrifugado	0,01	a	0,06
Aço enferrujado ligeiramente	0,15	a	0,3
Aço enferrujado	0,4	a	0,6
Aço muito enferrujado	0,9	a	2,4
Ferro galvanizado novo, com costura	0,15	a	0,2
Ferro galvanizado novo, sem costura	0,06	a	0,15
Ferro fundido revest. asfalto	0,12	a	0,20
Ferro fundido com crostas	1,5	a	3,0
PVC e COBRE	0,015		
Cimento-amianto, novo	0,05	a	0,10

FONTE: Macintyre (1997, p. 644)

A **perda de carga entre dois pontos em um encanamento**, através da equação desenvolvida por Darcy e Weisbach para qualquer líquido, pode ser calculada pela Equação 65:

$$J = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (65)$$

Onde P_L é a pressão no tubo, f é o fator de atrito, L é o comprimento do tubo, D é o diâmetro do tubo e v é a velocidade média de escoamento no interior do tubo.

Como a perda de carga unitária pode ser expressa em função da descarga, para tubos de seção circular, a perda de carga é dada pela Equação 66:

$$J = 0,0826 f \frac{\dot{Q}^2}{D^5} \quad (66)$$

O **fator de atrito para escoamento laminar** não depende da rugosidade do tubo, apenas do número de Reynolds, sendo calculado pela equação de Poiseuille:

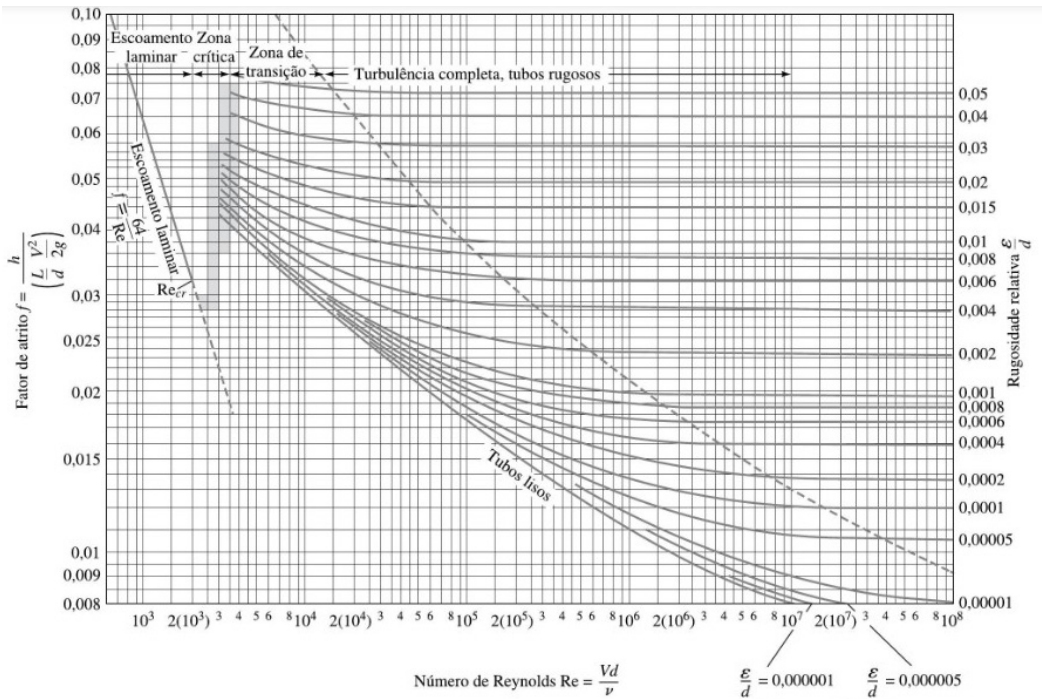
$$f = \frac{64}{Re} \quad (67)$$

Dessa forma, a perda de carga pode ser calculada pela Equação 68:

$$J = 4,15 \frac{v \dot{Q}}{D^4} \quad (68)$$

Já para **escoamento turbulento** existem diferentes expressões para o cálculo do fator de atrito, sendo mais utilizado o **diagrama de Moody**, como na Figura 26, onde no eixo das abscissas consta o número de Reynolds (considerado laminar para $Re \leq 2000$), enquanto nas ordenadas à esquerda o fator de atrito e na direita e rugosidade relativa.

FIGURA 26 – DIAGRAMA DE MOODY



FONTE: White (2018, p. 360)

Os acessórios inseridos na tubulação, além de causarem perda de carga, também causam turbulência, alteração na velocidade, mudança de direção, aumento do atrito e choque entre as partículas. Estas perdas são as **perdas localizadas** ($J_{\text{acessórios}}$), sendo necessário adicioná-las às perdas de carga distribuídas.

Uma das formas de calcular as perdas localizadas é através da fórmula geral, como na Equação 69:

$$J_{\text{acessórios}} = \sum K \frac{v^2}{2g} \quad (69)$$

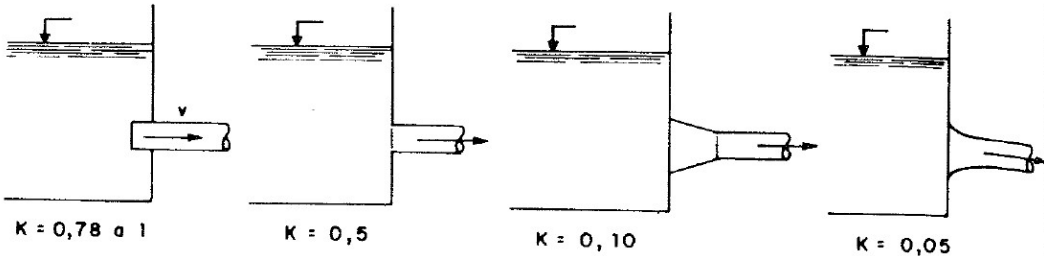
Onde K é o coeficiente de perdas localizadas, que possui valores tabelados para diversos acessórios, como no Quadro 3 e nas Figuras 27, 28 e 29, para a entrada de um encanamento (saída do reservatório), para a saída de um encanamento (entrada do reservatório) e para algumas derivações, respectivamente.

QUADRO 3 – ALGUNS COEFICIENTES DE PERDAS LOCALIZADAS

— curva de raio longo	$K = 0,25$ a $0,40$
— curva de raio curto (cotovelo)	$K = 0,90$ a $1,5$
— curva de 45°	$K = 0,20$
— cotovelo de 45°	$K = 0,40$
— curva de $22^\circ30'$	$K = 0,10$
— crivo	$K = 0,75$
— alargamento (bocal)	$K = 0,30$ (usar o v maior)
— redução gradual	$K = 0,15$
— registro de gaveta aberto	$K = 0,20$
— registro de globo aberto	$K = 10,00$
— registro de ângulo aberto	$K = 5,00$
— junção 45°	$K = 0,40$
— tê, passagem estreita	$K = 0,60$
— tê, saída lateral	$K = 1,30$
— tê, saída bilateral	$K = 1,80$
— válvula de retenção	$K = 2,50$
— válvula de pé	$K = 1,75$

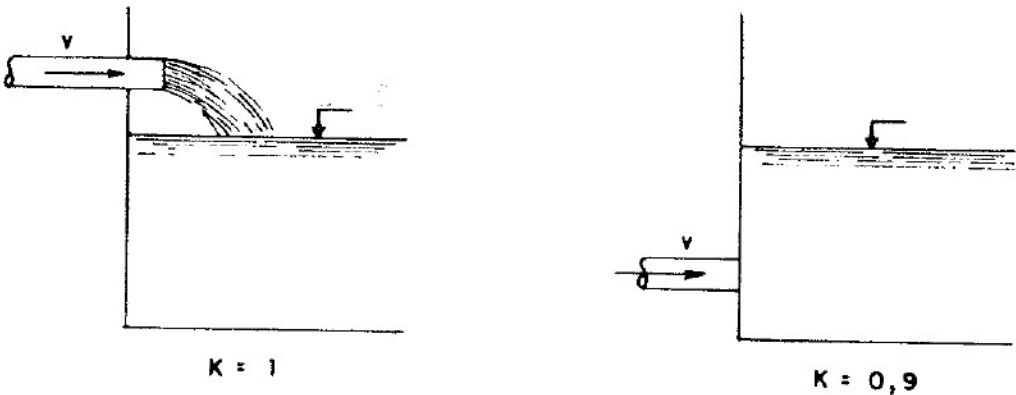
FONTE: Macintyre (1997, p. 656)

FIGURA 27 – COEFICIENTES DE PERDAS LOCALIZADAS NA SAÍDA DO RESERVATÓRIO.



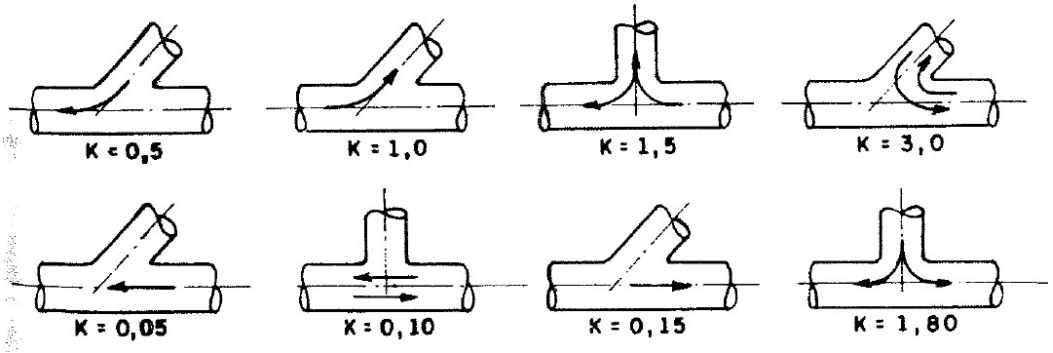
FONTE: Macintyre (1997, p. 656)

FIGURA 28 – COEFICIENTES DE PERDAS LOCALIZADAS NA ENTRADA DO RESERVATÓRIO



FONTE: Macintyre (1997, p. 656)

FIGURA 29 – COEFICIENTES DE PERDAS LOCALIZADAS PARA DERIVAÇÕES



FONTE: Macintyre (1997, p. 665)

Também é possível calcular a perda de carga localizada pelo **método dos comprimentos equivalentes**, onde cada peça “acarreta uma perda de carga igual à que produziria um certo comprimento de encanamento com o mesmo diâmetro”, sendo que os comprimentos equivalentes podem ser consultados em diagramas e tabelas específicas (MACINTYRE, 1997, p. 655).

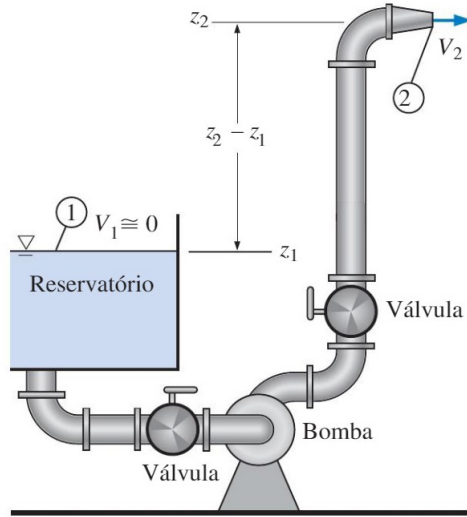
A **perda de carga total do sistema** (J_{total}) é obtida através da Equação 70:

$$J = \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{v^2}{2g} \quad (70)$$

A partir das perdas de carga é possível calcular a carga líquida necessária em um sistema geral de tubos. A **carga líquida necessária** ($H_{necessária}$) para um sistema como o da Figura 30, com elevação (z), perda de carga (J_{total}) e aceleração do fluido pode ser calculada pela Equação 71:

$$H_{necessária} = h_{bomba,u} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + J_{total} \quad (71)$$

FIGURA 30 – SISTEMA DE TUBOS



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 793)



As variações de pressão estática, dinâmica e elevação podem ser positivas ou negativas, enquanto as perdas de carga irreversíveis são sempre positivas.

Para determinar o ponto operacional e, conseqüentemente, definir a bomba ideal para um sistema, é preciso considerar que $H_{necessária}$ seja igual a $H_{disponível}$ que é a carga líquida da bomba, normalmente já conhecida.

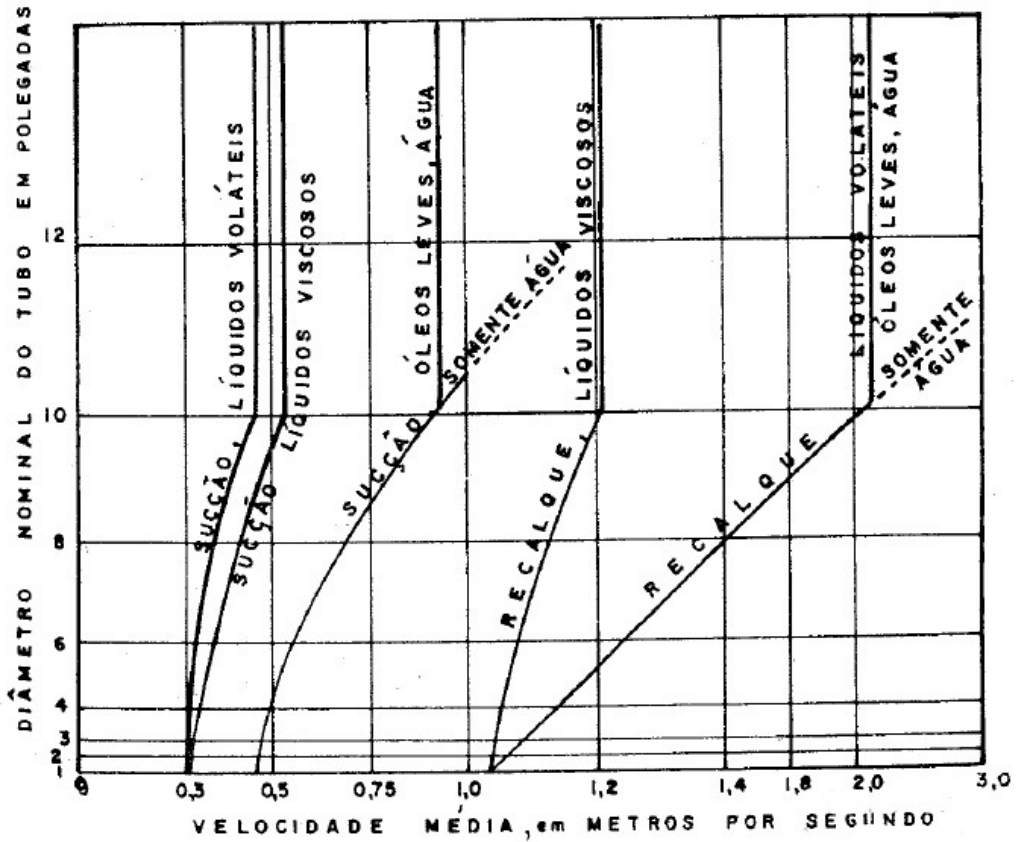
5 VELOCIDADES NAS LINHAS DE RECALQUE E DE ASPIRAÇÃO

Para reduzir possíveis perdas de carga nas linhas de recalque e de aspiração é adequado o uso de valores relativamente reduzidos para as velocidades de escoamento.

Para a escolha da velocidade, Macintyre (1997) cita que é preciso levar em conta a experiência, critérios econômicos, a viscosidade do líquido e a existência de substâncias em suspensão no líquido.

No gráfico da Figura 31 são apresentadas as velocidades recomendadas em função dos diâmetros dos tubos de aspiração e recalque, levando em consideração o tipo de líquido escoado.

FIGURA 31 – VELOCIDADES ACONSELHADAS CONFORME OS DIÂMETROS DOS TUBOS DE ASPIRAÇÃO E RECALQUE



FONTE: Macintyre, 1997, p. 81.

A escolha do diâmetro do encanamento em linhas de recalque adutoras de pequeno diâmetro em funcionamento contínuo é feita através a fórmula de Bresse, como na Equação 72, e a velocidade econômica é calculada através da Equação 73:

$$D = K\sqrt{\dot{Q}} \quad (72)$$

$$v = \frac{4}{\pi K^2} \quad (73)$$

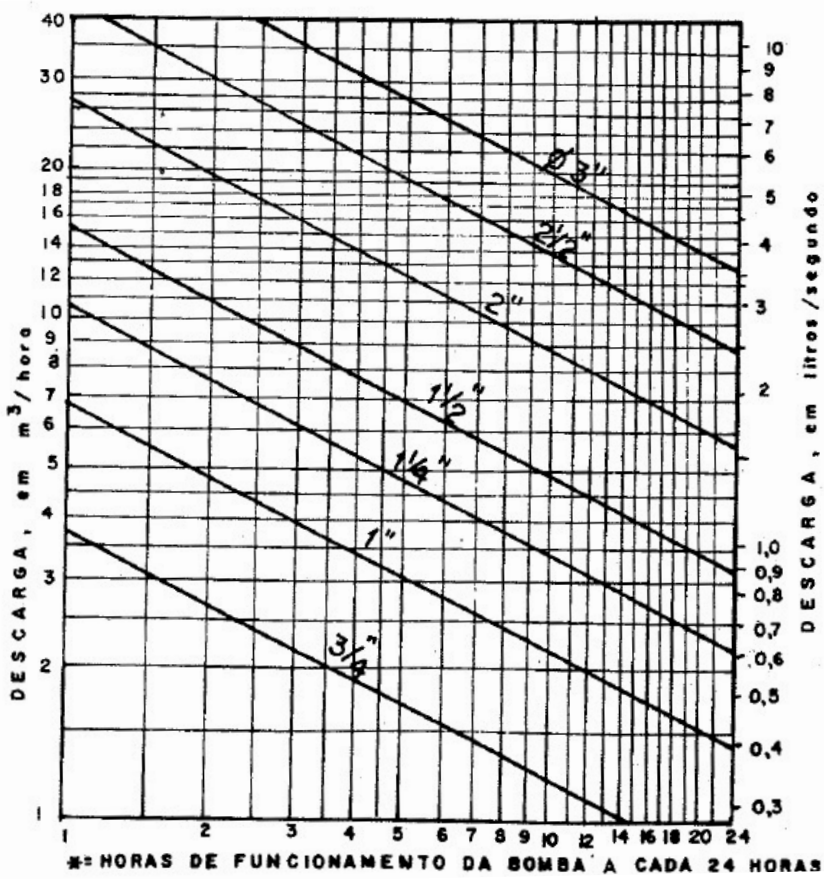
Onde K é depende das condições econômicas da instalação, como custo da energia elétrica, preço dos materiais, máquinas e equipamentos utilizados e despesas financeiras. Macintyre (1997) cita que geralmente são adotados valores entre 1,1 e 1,2, obtendo uma velocidade econômica entre 1,06 m/s e 0,86 m/s.

Para instalações de bombas em edifícios, o diâmetro da tubulação é calculado através da fórmula de Forscheimmer, como na Equação 74:

$$D = 1,3\sqrt{\dot{Q}}^4\sqrt{X} \tag{74}$$

Onde X é o número de horas de funcionamento da bomba a cada período de 24 horas, dividido por 24 horas. No gráfico da Figura 32 é possível observar a dependência entre as grandezas da Equação 74, onde o eixo y representa a vazão e o eixo x o número de horas de funcionamento da bomba a cada 24 horas.

FIGURA 32 – REPRESENTAÇÃO GRÁFICAS DAS GRANDEZAS DA FÓRMULA DE FORSCHEIMMER



FONTE: Macintyre (1997, p. 82)

6 GOLPE DE ARÍETE

Alguns fenômenos que são indesejados, mas que podem ocorrer em máquinas hidráulicas, são a cavitação, vista na Unidade 1, e o golpe de aríete, que veremos a seguir.

O **golpe de aríete** é um fenômeno que ocorre em uma tubulação quando um líquido encontra uma restrição súbita no escoamento, causando elevação ou redução brusca de pressão. O líquido é comprimido, produzindo ondas acústicas que atingem as superfícies e as válvulas ao longo de toda a tubulação, causando danos estruturais e vazamentos.

Em **instalações de bombeamento**, o golpe de aríete pode ocorrer, por exemplo, quando uma válvula é fechada de forma repentina, quando o motor de acionamento da bomba é desligado subitamente, por erro de operação ou até por avaria no sistema de alimentação de energia.

Uma forma de evitar o golpe de aríete em instalações de bombeamento é utilizando um supressor de golpe de aríete, conforme o da Figura 33, que consiste em uma câmara que absorve o choque.

FIGURA 33 – SUPRESSOR PARA GOLPE DE ARÍETE



FONTE: Çengel e Cimbala (2015, p. 45)

Em **turbinas hidráulicas**, o golpe de aríete pode ser “causado pela alteração da vazão absorvida pela turbina, na partida e na parada, ou, durante a operação, pela necessidade de adaptar a potência gerada pela turbina à demanda do sistema elétrico que o seu gerador está alimentando” (HENN, 2006, p. 189).

Segundo Henn (2006, p. 189),

O golpe de aríete produzido atuará em ondas alternadas de sobrepressão e depressão ao longo do conduto forçado da central hidrelétrica, decrescendo em intensidade ao longo do tempo, até o amortecimento total, devido à dissipação de energia por atrito na tubulação, no reservatório formado pela barragem, ou na chaminé de equilíbrio.

Uma das formas de evitar o golpe de aríete é com o sistema de regulação da turbina atuando sobre o sistema diretor, variando o grau de abertura e assim impedindo sobrevelocidades de rotação, e quando ocorre redução total ou parcial da potência no eixo, evitando tempos de fechamento muito pequenos que possam provocar sobrepressões excessivas.

Alguns dispositivos que podem auxiliar para aumento da vida útil de turbinas, evitando o aumento excessivo da velocidade de rotação da turbina e a sobrepressão por causa do golpe de aríete são o **defletor de jato** das turbinas Pelton e as **válvulas de alívio ou de descarga automática** nas turbinas Francis.

O defletor desvia o jato d'água incidente sobre o rotor, permitindo um fechamento lento do sistema diretor. Já a válvula de alívio abre de imediato, desviando parte da vazão para o canal de descarga da turbina, enquanto o sistema diretor fecha lentamente, e logo após a própria válvula também fecha lentamente.

Segundo Henn (2006), as turbinas do tipo Kaplan não sofrem com sobrepressões, mas são munidas de uma dupla regulação, pois as pás do rotor podem mudar de inclinação, se adaptando à variação da inclinação das pás do sistema diretor, mantendo um alto rendimento para uma ampla faixa de vazão.

LEITURA COMPLEMENTAR

CENTRAIS HIDRELÉTRICAS

Érico Antônio Lopes Henn

As turbinas hidráulicas são um dos principais componentes das centrais hidrelétricas, por isso, a seguir veremos mais detalhes sobre estas centrais, como suas classificações e principais itens constituintes.

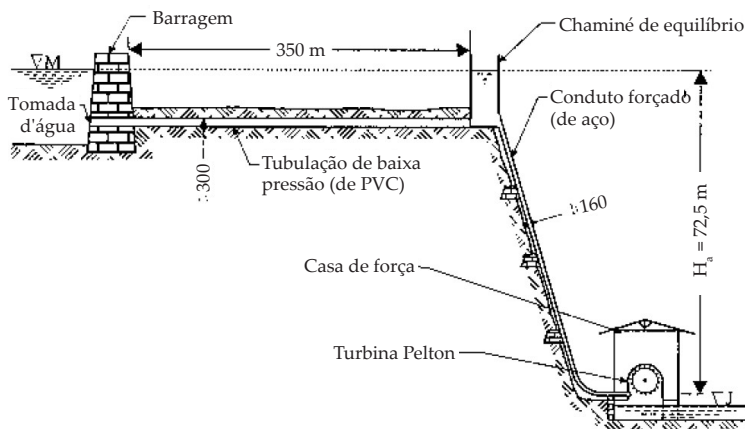
A energia hidráulica encontra-se nos mares, rios e arroios, sob forma potencial ou cinética, e pode ser transformada em trabalho útil por meio das centrais hidrelétricas. Mediante a utilização de desníveis naturais ou criados artificialmente, estas centrais aproveitam a energia contida num curso d'água que, de outra forma, seria perdida por atrito com a rugosidade do leito do rio, em redemoinhos, meandros, ou mesmo no arraste de pedra e areia.

As centrais com turbinas hidráulicas são classificadas pela Eletrobrás, de acordo com sua potência, em:

- Micro centrais: $\dot{W} \leq 100$ kW;
- Minicentrais: $\dot{W} = 100$ a 1000 kW;
- Pequenas centrais: $\dot{W} = 1000$ a 30000 kW;
- Médias centrais: $\dot{W} = 30000$ a 100000 kW;
- Grandes centrais: $\dot{W} > 100000$ kW.

Uma **central hidrelétrica** (Figura 34), geralmente, é constituída de uma **barragem** que tem por finalidade o aumento do desnível de um rio para produzir uma queda, a criação de um grande reservatório capaz de regularizar as vazões ou, simplesmente, o levantamento do nível d'água para possibilitar a entrada da água num canal, num túnel, numa tubulação adutora ou num conduto forçado.

MINICENTRAL HIDRELÉTRICA DO PARQUE DAS CACHOEIRAS, SÃO FRANCISCO DE PAULA, RS



A **tomada d'água**, que tem por finalidade captar e permitir o acesso da água à tubulação que a conduzirá à turbina, normalmente, inclui grades para impedir a entrada de troncos de madeiras, galhos de árvores, ou quaisquer outros corpos estranhos transportados pelo curso d'água e que possam danificar as turbinas; **comportas de serviço**, para impedir a entrada da água, em caso de revisão ou consertos; e **comportas de emergência** para o fechamento da tomada d'água no caso de manutenção da comporta de serviço.

A água é conduzida até a **casa de força**, onde se encontram instalados a turbina e o gerador, por uma tubulação submetida à pressão interna, chamada de **conduto forçado**, ou por um canal aberto. Em instalações de grande altura de queda e grandes distâncias entre a tomada d'água e a casa de força, o trecho de baixa pressão da tubulação é separado do trecho submetido a pressão mais elevada (maior declividade) por um reservatório denominado de **chaminé de equilíbrio**. A chaminé de equilíbrio tem dupla finalidade: impedir que a onda de sobrepressão provocada pelo golpe de aríete se propague pelo trecho de baixa pressão da tubulação (construído com material menos resistente e de menor custo) e fornecer um rápido suprimento de água à turbina no caso de um brusco aumento da carga dos geradores. Nas micro e minicentrals hidrelétricas, onde a alimentação do conduto forçado muitas vezes se realiza por meio de canais de superfície livre, a chaminé de equilíbrio é substituída pela chamada **câmara de carga**, constituída por uma expansão da extremidade do canal de maneira a formar um pequeno reservatório, conectado a extremidade superior do conduto forçado.

Após acionar a turbina, a água é restituída a um canal de fuga ou à calha natural do rio, diretamente, no caso das turbinas Pelton, ou por meio de uma tubulação de descarga em forma de difusor, designada de **tubo de sucção**, no caso das turbinas de reação. Quando o tubo de sucção é empregado, a altura de queda bruta da central ou altura de queda geométrica é medida entre a cota do nível de montante (nível d'água na barragem) e a cota correspondente ao nível de jusante (nível no canal de fuga). Já no caso das turbinas Pelton, a altura de queda bruta corresponde à diferença de cota entre o nível de montante e o ponto onde o eixo do jato, que sai do injetor, é tangente a uma circunferência com centro no eixo do rotor.

A altura de queda disponível ou salto energético específico fornecido à turbina, expressa em altura de coluna d'água (H) é calculada por:

$$H = H_G - H_p \quad (75)$$

Onde H_G é a altura de queda geométrica e H_p é a perda de carga na tubulação ou perda de energia por atrito da água com as paredes da tubulação.

RESUMO DO TÓPICO 4

Neste tópico, você aprendeu que:

- Na bomba afogada o nível da água na aspiração está acima do centro da bomba.
- Na bomba não afogada o nível da água na aspiração está abaixo do centro da bomba.
- A altura estática de aspiração ou sucção é a diferença entre o nível do centro da bomba e o da superfície livre do reservatório de captação.
- A altura estática de recalque é a diferença entre os níveis onde o líquido é abandonado ao sair pelo tubo de recalque e o nível do centro da bomba.
- A altura estática de elevação é a diferença entre os níveis em que o líquido é abandonado ao sair pelo tubo de recalque e o nível livre no reservatório de captação.
- A altura total de aspiração é a diferença entre as alturas representativas de pressão atmosférica local e da pressão reinante na entrada da bomba.
- A altura total de recalque é a diferença entre as alturas representativas da pressão na saída da bomba e a atmosférica.
- A altura manométrica de elevação é a diferença entre as alturas representativas das pressões na saída e na entrada da bomba.
- A altura total de sucção na aspiração é igual a leitura manométrica à entrada da bomba expressa em altura de coluna líquida, menos a altura representativa da velocidade à entrada da bomba.
- A altura total de pressão na aspiração ocorre quando a pressão à entrada da bomba é maior que a pressão atmosférica ou a pressão na superfície do líquido é maior do que a atmosférica.
- A altura útil de elevação é a energia que a unidade de peso do líquido adquire em sua passagem pela bomba.
- A altura total de elevação é a energia total que o rotor deve fornecer a cada kgf de líquido, levando em conta as perdas hidráulicas.
- A altura motriz de elevação traduz o trabalho exterior necessário ao rotor para que vença o trabalho resistente mecânico desenvolvido pelos mancais.

- A altura disponível de elevação é o ganho de energia de cada kgf de líquido em consequência do bombeamento.
- As perdas de carga em instalações de bombeamento ocorrem nas tubulações, válvulas, curvas, conexões, entre outros dispositivos.
- A perda de carga por ser distribuída, sendo influenciada pelo diâmetro e pelo comprimento do tubo, pela rugosidade da parede e pelas propriedades do fluido ou localizada, sendo causada pelos acessórios inseridos na tubulação.
- A rugosidade do encanamento afeta na perda de carga, sendo que quanto mais usado o tubo, maior é a sua rugosidade em função de oxidação, corrosão, incrustação e deposição.
- O fator de atrito para escoamento laminar não depende da rugosidade do tubo.
- O diagrama de Moody é o método mais utilizado para determinação do fator de atrito para escoamento turbulento.
- Para o cálculo da perda de carga localizada são utilizados coeficientes de perdas localizadas tabelados para cada dispositivo.
- Para determinar o ponto operacional e, conseqüentemente, definir a bomba ideal para um sistema, é preciso considerar que a carga líquida necessária seja igual a carga líquida da bomba, normalmente já conhecida.
- Valores relativamente reduzidos para as velocidades de escoamento podem reduzir possíveis perdas de carga nas linhas de recalque e de aspiração.
- O golpe de aríete é um fenômeno indesejado que ocorre em uma tubulação quando um líquido encontra uma restrição súbita no escoamento, causando elevação ou redução brusca de pressão.
- O golpe de aríete comprime o líquido, produzindo ondas acústicas que atingem as superfícies e as válvulas ao longo de toda a tubulação, causando danos estruturais e vazamentos.



Ficou alguma dúvida? Construímos uma trilha de aprendizagem pensando em facilitar sua compreensão. Acesse o QR Code, que levará ao AVA, e veja as novidades que preparamos para seu estudo.





1 Em uma instalação de bombeamento é possível determinar diversas alturas, também chamadas de cargas, que estão relacionadas entre diferentes níveis, como o do centro da bomba, do reservatório de captação e do reservatório de recalque. A relação entre estas cargas determina a carga líquida, que é equivalente ao desempenho da bomba.

Analise os termos a seguir e associe às suas definições:

- 1- Altura estática de aspiração
- 2- Altura estática de recalque
- 3- Altura estática de elevação

- () Diferença de altura entre os níveis dos reservatórios de sucção e de recalque.
- () Diferença de altura geométrica entre os níveis onde o líquido é abandonado e o nível do centro da bomba.
- () Diferença de altura geométrica entre o plano horizontal que passa pelo centro da bomba e o da superfície livre do reservatório de captação.

Agora assinale a alternativa que apresenta a sequência CORRETA:

- a) () 1 – 2 – 3.
- b) () 3 – 2 – 1.
- c) () 3 – 1 – 2.
- d) () 2 – 1 – 3.

2 Um líquido ao escoar por tubulações, válvulas, curvas, conexões, entre outros dispositivos, perde energia para vencer as resistências ao escoamento, sendo que esta energia perdida é chamada de perda de carga, normalmente expressa como altura equivalente de coluna de fluido, pois representa a altura adicional a qual o fluido precisa ser elevado pela bomba para superar as perdas sofridas. Utilizando os dados fornecidos a seguir, calcule a perda de carga entre dois pontos de um escoamento.

Comprimento do tubo = 23 m

Diâmetro do tubo = 2,54 cm

Número de Reynolds = 1750

Velocidade média do escoamento = 2 m/s

Selecione a alternativa que apresenta a perda de carga neste escoamento:

- a) () $J = 4,5687$ m.
- b) () $J = 7,8755$ m.
- c) () $J = 5,6785$ m.
- d) () $J = 6,7576$ m.

REFERÊNCIAS

- BASTOS, K. **Calor e temperatura são diferentes?** 2011. Disponível em: <http://fisikanarede.blogspot.com/2011/02/calor-e-temperatura-sao-diferentes.html>. Acesso em: 25 set. 2019.
- BERMO. **Válvula de controle.** 2016. Disponível em: http://www.bermo.com.br/2016/08/15/novidades-febratex-2016/valvula_controle_ari-stevi_vario/. Acesso em: 26 dez. 2019.
- BRASIL, A. N. **Teoria geral das máquinas de fluxo.** Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 2006.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações.** 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.
- CUKLA, A. R.; SANTOS, B. K.; ESPARTEL, L. **Máquinas primárias.** Porto Alegre: SAGAH, 2018.
- CYRINO, L. **Cavitação e seus conceitos.** 2019. Disponível em: <https://www.manutencaoemfoco.com.br/cavitacao-e-seus-conceitos/>. Acesso em: 3 out. 2019.
- FLOEFD FOR CATIA V5. **Mentor.** 2014. Disponível em: <https://www.mentor.com/products/mechanical/floefd/floefd-catia-v5/>. Acesso em: 26 out. 2019.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J.; MITCHELL, J. W. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.
- GERMER, E. **Máquinas de fluxo: turbinas.** 2014b. Disponível em: http://paginapessoal.utfpr.edu.br/eduardomg/maquinas-de-fluxo/materia/Cap.6_Turbinas.pdf/view. Acesso em: 23 dez. 2019.
- GERMER, E. **Máquinas de fluxo: bombas.** 2014a. Disponível em: http://paginapessoal.utfpr.edu.br/eduardomg/maquinas-de-fluxo/materia/Cap.5_Bombas.pdf/view. Acesso em: 23 dez. 2019.
- GERMER, E. **Máquinas de fluxo: introdução.** 2014. Disponível em: http://paginapessoal.utfpr.edu.br/eduardomg/maquinas-de-fluxo/materia/Cap.1_2014_2.pdf/view. Acesso em: 22 set. 2019.

GOMES, D. **Origem da palavra máquinas**. 2011. Disponível em: <https://origemdapalavra.com.br/pergunta/origem-da-palavra-maquina/>. Acesso em: 25 out. 2019.

HENN, É. A. L. **Máquinas de fluido**. 2. ed. Santa Maria: UFSM, 2006.

HIDROENERGIA. **Tipos de turbinas hidráulicas**. 2018. Disponível em: <https://www.hidroenergia.com.br/tipos-de-turbinas-hidraulicas/>. Acesso em: 26 out. 2019.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MASTER TECNOLOGIA INDUSTRIAL. **Um guia sobre válvula esfera**. 2019. Disponível em: <https://www.mtibrasil.com.br/valvula-esfera-tripartida.php>. Acesso em: 26 dez. 2019.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MULT-HIDRO. **Válvulas de fluxo anular**. 2019. Disponível em: <http://www.mult-hidro.com.br/produto/valvula-de-fluxo-anular>. Acesso em: 26 dez. 2019.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

NICÉSIO, R. G. **A leitura do menisco**. 2014. Disponível em: <https://www.biomedicinabrasil.com/2014/01/a-leitura-do-menisco.html>. Acesso em: 25 out. 2019.

PEREIRA, C. **Pressão atmosférica**. 2017. Disponível em: <http://profcarlospereira29.blogspot.com/2017/09/pressao-atmosferica.html>. Acesso em: 3 out. 2019.

POTTER, M. C.; SOMERTON, C. W. **Termodinâmica para engenheiros**. 3. ed. Porto Alegre: Bookman, 2017.

RIBEIRO, H. O. **Desenvolvimento de ligas para revestimentos por PTA resistentes à cavitação**. 2007. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/90341/210336.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 9 jan. 2020.

SOUZA, L. A. **Pressão atmosférica**. 2008. Disponível em: <https://brasilescola.uol.com.br/quimica/pressao-atmosferica.htm>. Acesso em: 10 out. 2019.

SOUZA, Z. **Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental**. Rio de Janeiro: Interciência; Minas Gerais: Acta, 2011.

TEIXEIRA, G. P.; MALHEIROS, F. C. N. **Máquinas térmicas**. Porto Alegre: SAGAH, 2018.

VAL AÇO. **Válvulas tipo retenção**. 2016d. Disponível em: http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/tipo_retencao.html. Acesso em: 26 dez. 2019.

VAL AÇO. **Válvulas tipo globo**. 2016c. Disponível em: http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/tipo_globo.html. Acesso em: 26 dez. 2019.

VAL AÇO. **Válvulas tipo macho**. 2016b. Disponível em: http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/tipo_macho.html. Acesso em: 26 dez. 2019.

VAL AÇO. **Válvulas tipo gaveta**. 2016a. Disponível em: http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/tipo_gaveta.html. Acesso em: 26 dez. 2019.

VAL AÇO. **Válvulas tipo diafragma**. 2013. Disponível em: http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/tipo_diafragma.html. Acesso em: 26 dez. 2019.

VARB. **Válvula borboleta**. 2016. Disponível em: <http://varb.com.br/produto/mod-amr-88-valvula-borboleta-3/>. Acesso em: 26 dez. 2019.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2018.