KLS

Refrigeração, Ar Condicionado e Ventilação

Refrigeração, Ar Condicionado e Ventilação

Mario Eusebio Torres Alvarez

© 2019 por Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta publicação poderá ser reproduzida ou transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia, gravação ou qualquer outro tipo de sistema de armazenamento e transmissão de informação, sem prévia autorização, por escrito, da Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Presidente
Rodrigo Galindo

Vice-Presidente Acadêmico de Graduação e de Educação Básica
Mário Ghio Júnior

Conselho Acadêmico
Ana Lucia Jankovic Barduchi
Danielly Nunes Andrade Noé
Grasiele Aparecida Lourenço
Isabel Cristina Chagas Barbin
Thatiane Cristina dos Santos de Carvalho Ribeiro

Revisão Técnica
José Renato Carpi
Roberto Mac Intyer Simões
Wilson Moisés Paim

Editorial
Elmir Carvalho da Silva (Coordenador)
Renata Jéssica Galdino (Coordenadora)

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Alvarez, Mario Eusebio Torres
A473r Refrigeração, ar condicionado e ventilação / Mario Eusebio Torres Alvarez. – Londrina : Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2019.
232 p.

ISBN 978-85-522-1438-0

1. Sistemas de refrigeração. 2. Sistemas de ar condicionado. 3. Ventilação. I. Alvarez, Mario Eusebio Torres. II. Título.

CDD 697

Thamiris Mantovani CRB-8/9491

2019
Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Avenida Paris, 675 – Parque Residencial João Piza
CEP: 86041-100 — Londrina — PR
e-mail: editora.educacional@kroton.com.br
Homepage: http://www.kroton.com.br/

Sumário

Unidade 1

Termodinâmica aplicada à refrigeração e ao condicionamento de ar 7

Seção 1.1

Sistemas de refrigeração e bombas de calor 9

Seção 1.2

Mistura de gases ideais e psicrometria 25

Seção 1.3

Carga Térmica de Refrigeração e de Aquecimento 42

Unidade 2

Sistema de condicionamento de ar 61

Seção 2.1

Sistemas de condicionamento de ar 63

Seção 2.2

Dutos, ventiladores, tubulações e bombas 79

Seção 2.3

Serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, controle em condicionadores de ar 100

Unidade 3

Sistemas de refrigeração: equipamentos 119

Seção 3.1

Compressores alternativos e compressores parafuso 121

Seção 3.2

Condensadores e evaporadores 138

Seção 3.3

Dispositivos de expansão e análise do sistema de compressão a vapor 156

Unidade 4

Sistemas de refrigeração e bombas de calor 175

Seção 4.1

Refrigeração industrial e unidades de absorção comerciais 177

Seção 4.2

Bombas de calor, torres de resfriamento e condensadores evaporativos 194

Seção 4.3

Reservatórios e normas de segurança 211

Palavras do autor

Prezado aluno, hoje em dia nos deparamos bastante com o assunto desenvolvido neste material sobre refrigeração, ar condicionado e ventilação. Antigamente, não existia geladeira, e num passado não tão distante assim, ter um carro sem um sistema de ar condicionado era normal, assim como quase nenhuma casa tinha condicionador de ar; usávamos apenas um ventilador nos dias mais quentes. Isso no Brasil, que tem um clima predominantemente quente. Se considerarmos um país frio, precisaríamos aquecer o ambiente interno das residências a fim de melhorar o conforto térmico. Para isso, temos as bombas de calor, que fazem esse trabalho.

Após uma boa leitura deste material, você vai conhecer melhor os sistemas de refrigeração, seus ciclos envolvidos e como funciona o sistema de condicionador de ar e a ventilação. A refrigeração foi um passo importante na vida do ser humano, fornecendo temperaturas baixas, usadas para diferentes finalidades, com aplicações na indústria de alimentos, em frigoríficos, na indústria de bebidas, nas indústrias química e farmacêutica e na climatização de ambientes.

A primeira unidade tratará da termodinâmica aplicada à refrigeração e ao condicionamento de ar para que você conheça e compreenda os conceitos termodinâmicos aplicados aos sistemas de refrigeração, de bombas de calor e de condicionamento de ar. Serão apresentadas as equações envolvidas nesses sistemas e algumas misturas de gases ideais, com análise de sistemas, abordando, também, a psicrometria. Além disso, abordaremos temas como condicionamento de ar e torres de resfriamento, conforto térmico, qualidade do ar e cargas térmicas.

A segunda unidade abordará os sistemas de condicionamento de ar para um melhor conhecimento e uma melhor compreensão deles e de seus equipamentos. Estudaremos os sistemas de zona simples e de zonas múltiplas, com volume de ar variável e de água. Além disso, assuntos como circulação de ar, dimensionamento de dutos, ventiladores centrífugos e distribuição do ar também serão tratados. Falaremos sobre tubulações, aquecedores e bombas. Finalizando a unidade, serão apresentados alguns tipos de resfriadores e

desumidificadores de ar e faremos um projeto de um sistema de controle para condicionadores de ar.

Na terceira unidade, iremos conhecer e compreender os sistemas de refrigeração e seus equipamentos, começando o estudo com diferentes tipos de compressores, condensadores, evaporadores e válvulas de expansão. Será estudado, também, o comportamento do condensador e do evaporador, finalizando a unidade com a simulação do comportamento do sistema completo.

Finalmente, a quarta unidade tratará dos sistemas de refrigeração e bombas de calor. Estudaremos os sistemas multipressão, o separador de líquido, os sistemas e unidades de refrigeração por absorção, os tipos de bombas de calor e seu dimensionamento, as torres de resfriamento e, por fim, a proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas, a detecção de vazamentos e a descarga de amônia.

Agora que você já conhece todos os assuntos que serão abordados, está na hora de você embarcar nesta viagem rumo à expansão dos seus conhecimentos, e saiba que conhecimento é algo que ninguém pode tirar de você. Desejo que você tenha uma ótima leitura!

Unidade 1

Termodinâmica aplicada à refrigeração e ao condicionamento de ar

Convite ao estudo

Como você sabe, no dia a dia, em casa, usamos um refrigerador para conservar os alimentos, ou, no lugar onde estudamos ou trabalhamos, temos um condicionador de ar para amenizar o desconforto térmico de dias muito quentes. A refrigeração é também utilizada em indústrias alimentícias para a conservação de grandes quantidades de alimentos, assim como na indústria petroquímica, para realizar o resfriamento requerido pelos processos químicos. Esses sistemas de refrigeração devem ser cuidadosamente projetados para atender às demandas, levando em conta o uso de refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente. Você sabe que um modelamento, do ponto de vista termodinâmico, pode levar à solução de um projeto de refrigeração, assim, este material ajudará você a entender e compreender os conceitos termodinâmicos aplicados a sistemas de refrigeração, sistemas de bombas de calor, sistemas de condicionamento de ar e seus equipamentos para, assim, saber analisar sistemas que envolvam misturas, bem como estimar as cargas térmicas e condições de projeto, resolvendo problemas que podem ser encontrados na vida profissional.

A fim de colocar esses conceitos em prática, com o seu conhecimento e compreensão dos processos realizados em um ciclo de refrigeração, imagine que você foi contratado como engenheiro para trabalhar numa indústria de laticínios, na qual são fabricados iogurtes e bebidas lácteas. Na indústria, o leite é recebido dos produtores e armazenado sob refrigeração. Posteriormente, o leite é enviado na linha de produção para a fabricação de iogurtes e bebidas lácteas. Após a fabricação, o produto final é estocado em câmaras de refrigeração para sua conservação. As vendas e demandas dos produtos fabricados têm aumentado, com isso a indústria de laticínios precisa expandir a sua capacidade de produção. Há três situações que precisam ser abordadas para solucionar os problemas de expansão da fábrica.

Primeiramente, imagine que a equipe de engenheiros da qual você faz parte está estudando a possibilidade de implementar outra câmara de refrigeração para a conservação de produtos lácteos, a fim de evitar alterações das suas propriedades físicas e da qualidade do produto devido aos efeitos

da temperatura ambiente e da umidade do ar que, muitas vezes, acabam levando à perda total do produto. Para isso, é necessário escolher e projetar um sistema de refrigeração, determinar a potência do compressor e o coeficiente de desempenho do refrigerador que deverá atender à demanda, além de cuidar do meio ambiente, com o uso de refrigerantes menos agressivos. Um segundo problema que você e sua equipe de engenheiros deverão abordar é a expansão das instalações de trabalho, as quais devem manter um conforto térmico adequado. Essa equipe propôs instalar um sistema de resfriamento com desumidificação do ar, que atenda ao clima de verão, para diminuir a temperatura ambiente, e um sistema de aquecimento com umidificação, que atenda ao clima de inverno. Portanto, é necessário projetar um sistema de resfriamento e aquecimento e avaliar o consumo de energia de ambos os sistemas.

Finalmente, o terceiro ponto a ser avaliado é o conforto térmico e a qualidade do ar das novas instalações de trabalho. Além disso, é necessário determinar qual será a carga térmica total de resfriamento para o verão e qual a carga térmica de aquecimento para o inverno.

Você pensa que seria possível, com base nos conceitos teóricos, aplicar o seu conhecimento para outros tipos de indústrias? Nesta unidade, você aprenderá sobre os ciclos de refrigeração e refrigerantes utilizados, também fará uso da psicrometria e de suas aplicações no condicionamento de ar, verá os processos que existem para o condicionamento de ar e, finalmente, verá as estimativas das cargas térmicas e a determinação de cargas térmicas de aquecimento e resfriamento.

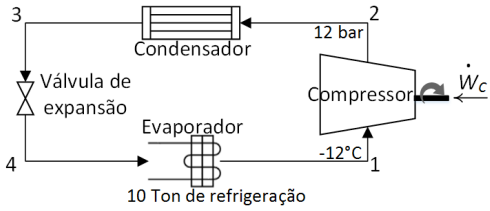
Sistemas de refrigeração e bombas de calor

Diálogo aberto

Frequentemente, você usa em casa um sistema de refrigeração para a conservação dos alimentos. A refrigeração é utilizada na usinagem e conformação de ligas de metais, na fabricação de produtos metálicos e plásticos, no resfriamento do fluido de corte em máquinas de usinagem, em secadores de ar comprimido, utilizados para acionamento de certas máquinas, e na refinaria de petróleo, para a condensação e separação de hidrocarbonetos ou no resfriamento de certas reações químicas exotérmicas. De acordo com a aplicação, existem alguns sistemas de refrigeração específicos, tais como a refrigeração por compressão de vapor, refrigeração por absorção ou refrigeração a gás. Além disso, um sistema com função contrária são as bombas de calor, que, ao invés de resfriar, fornecem calor para um ambiente a ser aquecido. O funcionamento desse sistema é realizado por ciclos, por meio de dispositivos internos que realizam processos sobre o refrigerante utilizado. Ainda, com as novas regulamentações internacionais, os refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração devem cumprir requisitos para não agredir o meio ambiente e, sobretudo, a camada de ozônio do nosso planeta.

Para que possamos colocar esses assuntos em prática, conhecendo e entendendo como são realizados os cálculos de um sistema de refrigeração, imagine que você está trabalhando numa indústria de laticínios que utiliza sistemas de refrigeração para a conservação dos produtos lácteos. A fábrica está na fase de ampliações das suas instalações de produção, devido ao aumento na demanda de laticínios. Um dos pontos a ser resolvido é a implementação de outro sistema de refrigeração da planta, e a equipe de engenheiros da qual você faz parte sugere implementar um sistema de refrigeração por compressão de vapor, que deverá ter uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 10 toneladas, conforme mostra a Figura 1.1.

Figura 1.1 | Ciclo de refrigeração por compressão de vapor a ser instalado



Fonte: elaborada pelo autor.

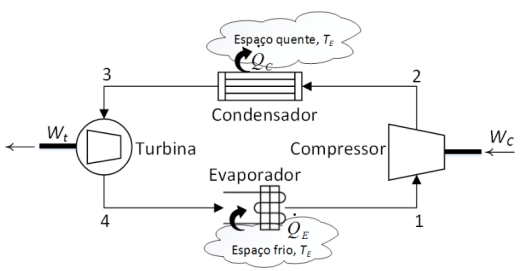
Seu líder pede para você realizar o projeto do novo sistema de refrigeração, e, para isso, você precisará determinar qual será a potência necessária do compressor e qual o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração. Além disso, você precisa determinar o refrigerante a ser utilizado e a vazão mássica do refrigerante. Uma variação na vazão mássica pode influenciar o desempenho do equipamento, portanto, será necessário avaliar a variação da vazão mássica do refrigerante no sistema. Os produtos lácteos deverão estar sob refrigeração a $5\,°C$. Então, devido à troca de calor entre o refrigerante e os produtos lácteos no evaporador, o refrigerante deverá sair do evaporador numa temperatura menor para garantir a temperatura de refrigeração. Considere que o refrigerante sai do evaporador a $-12\,°C$, na forma de vapor saturado, e é comprimido no compressor a 12 bar, aumentando a temperatura, o qual é resfriado no condensador, saindo o refrigerante como líquido saturado a 12 bar. Além disso, 80% de eficiência do compressor deve ser considerado. Você pode relacionar um ciclo refrigeração isentrópico com eficiência do compressor? Utilize os conceitos e equacionamento de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e refrigerantes utilizados.

Não pode faltar

Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

No nosso cotidiano, já vimos diversos sistemas de refrigeração, desde o utilizado em casa para conservação dos alimentos, até os utilizados em indústrias de alimentos e frigoríficos para o congelamento. O sistema de refrigeração à compressão de vapor se origina a partir do ciclo de refrigeração de Carnot. A Figura 1.2 mostra o ciclo de refrigeração de Carnot.

Figura 1.2 | Ciclo de refrigeração de Carnot



Fonte: elaborada pelo autor.

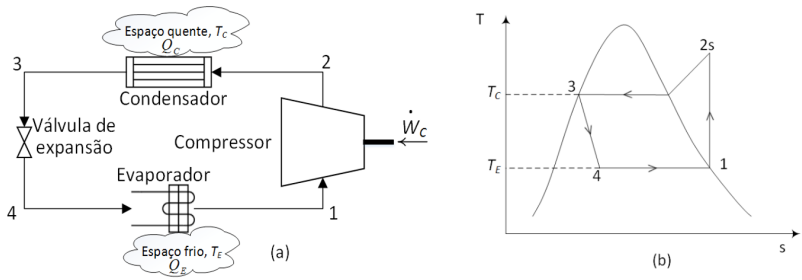
Esse ciclo está composto por dois processos isotérmicos e dois processos adiabáticos. No processo 1-2, o refrigerante é comprimido adiabaticamente, aumentando a temperatura e a pressão. No processo 2-3, o refrigerante é resfriado isotermicamente por um condensador à pressão constante. No

estado 3-4, há uma expansão do refrigerante, em que a temperatura e pressão diminuem, e, finalmente, no estado 4-1, o refrigerante é parcialmente evaporado à temperatura e pressão constante. Vale ressaltar que o ciclo de Carnot é um ciclo reversível, portanto, os quatro processos do ciclo de Carnot podem ser revertidos.

Os sistemas de refrigeração de Carnot não consideram os desvios dos ciclos de refrigeração real, decorrentes de efeitos como a transferência de calor entre o refrigerante e a vizinhança e o atrito do fluido que causa quedas de pressão. Além disso, num sistema real, as transferências de calor são irreversíveis.

Se ao ciclo de Carnot reverso forem feitas algumas alterações, inserindo um evaporador e uma válvula de expansão ou um tubo capilar, esse ciclo se tornaria um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, tornando-o, assim, o ciclo de refrigeração mais utilizado hoje em dia. Na Figura 1.3 é mostrado um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e os 4 processos.

Figura 1.3 | Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor; (a) ciclo de operação e funcionamento; (b) Diagrama *T-s* do ciclo ideal de refrigeração.



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 1.3 (a), você pode observar os quatro processos: compressão, condensação, expansão e evaporação. Se não fosse considerada a transferência de calor devido à compressão do refrigerante, o processo 1-2 seria modelado por uma compressão isentrópica. Em um diagrama *T-s* (Figura 1.3 (b)), esse processo estaria representado pela etapa 1-2s, que é realizada à entropia constante. Por outro lado, se no condensador e no evaporador não fossem assumidas as irreversibilidades, não existiria queda de pressão devido ao atrito, então, o escoamento do refrigerante ficaria à pressão constante. Os processos do ciclo ideal de refrigeração, segundo a Figura 1.3 (a), são:

1-2 - Compressão isentrópica do refrigerante do estado 1 (vapor saturado) ao estado 2s.

2-3 - Rejeição de calor à pressão constante, do refrigerante até o estado 3 (líquido saturado), na temperatura T_C (temperatura do condensador).

3-4 - Estrangulamento ou expansão do refrigerante até o estado 4 (líquido-vapor saturado) através de uma válvula de expansão ou tubo capilar.

4-1 - Transferência de calor à pressão e temperatura constante, para o refrigerante no evaporador até o estado 1, completando o ciclo na temperatura T_E (temperatura do evaporador).

Todos os processos são reversíveis, com exceção da expansão, motivo pelo qual são chamados de ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. Um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, como mostra a Figura 1.3 (b), pode ser modelado termodinamicamente. Assumindo que o processo é realizado em regime permanente e que o evaporador está no compartimento da câmera de refrigeração em que acontece a transferência de calor, a taxa de calor transferido ou capacidade frigorífica ($\dot{Q}_E$) é dada por $\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4)$.

A capacidade frigorífica pode ser expressa em tonelada de refrigeração, TR, que é a capacidade de um sistema de refrigeração congelar uma tonelada (2000 lbm) de água líquida em 24 horas. 1 TR equivale a 200 Btu/min, ou 211 kJ/min. Você deve lembrar que h é a entalpia específica do refrigerante (ex.: kJ/kg) e $\dot{m}$ a vazão mássica do refrigerante (ex.: kg/s).

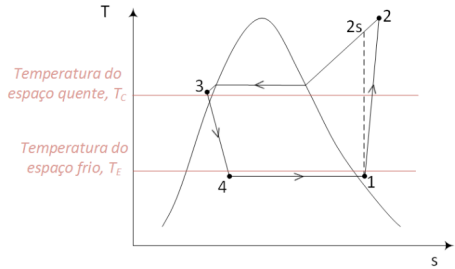
Agora, o refrigerante sai do evaporador e é comprimido no compressor. Considerando a ausência de transferência de calor no compressor, a taxa de potência, ou simplesmente potência do compressor ($\dot{W}_C$), é $\dot{W}_C = \dot{m}(h_{2s} - h_1) = \dot{Q}_C - \dot{Q}_E$. O gás comprimido passa no condensador, no qual é resfriado, e o calor é transferido à vizinhança. A taxa de transferência de calor no condensador ($\dot{Q}_C$) é $\dot{Q}_C = \dot{m}(h_{2s} - h_3)$.

Em seguida, o refrigerante sai do condensador como líquido saturado (estado 3) e passa pela válvula de expansão, que tem a função de estrangulamento, reduzindo a pressão e a temperatura do refrigerante. Nesse processo de estrangulamento, a entalpia antes e depois de passar pela válvula de expansão são iguais, ou seja: $h_4 = h_3$.

O coeficiente de desempenho de refrigeração por compressão de vapor (β) é a razão da quantidade de energia na forma de calor retirado no evaporador ($\dot{Q}_E$) pela quantidade de energia consumida pelo compressor ($\dot{W}_C$), expressa por $\beta = \dfrac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \dfrac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_E}$.

Até este ponto, vimos como funciona um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. No entanto, um ciclo real considera que não existe reversibilidade na transferência de calor entre o refrigerante e o evaporador e entre o refrigerante e o condensador. Além disso, a temperatura do refrigerante no evaporador é menor que a temperatura do espaço frio (T_E), e a temperatura do refrigerante no condensador é maior que a temperatura do espaço quente (T_C), como mostra a Figura 1.4. Esses efeitos acabam levando a uma diminuição do coeficiente de desempenho com relação ao calculado pelo ciclo ideal.

Figura 1.4 | Diagrama *T-s* para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: elaborada pelo autor.

Um aspecto importante para ser avaliado no ciclo real de refrigeração por compressão de vapor é a irreversibilidade durante a compressão do refrigerante, mostrada no processo da linha 1-2, acompanhando o aumento da entropia, já a linha do 1-2s mostra um processo reversível, que é o caso do ciclo ideal. Comparando os ciclos real e ideal, a capacidade de refrigeração deverá ser a mesma. No entanto, a potência do ciclo real deverá ser maior que a do ciclo ideal, assim, o coeficiente de desempenho do ciclo real será menor que o do ciclo ideal. Esse efeito de compressão irreversível pode ser melhor compreendido usando o conceito da eficiência isentrópica (η_C), que é dada por $\eta_c = \frac{(\dot{W}_C)_{isentropico}}{(\dot{W}_C)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$.

Essa equação mostra a relação entre a potência do compressor para o ciclo ideal comparada à do ciclo real.

Assimile

Para o ciclo real de refrigeração, não existe efeito de reversibilidades na transferência de calor no evaporador, condensador e compressor. Portanto,

a potência no compressor do refrigerador deverá ser maior e o coeficiente de desempenho menor, comparado ao ciclo ideal de refrigeração.

Refrigerantes

Existem algumas propriedades para um refrigerante ser considerado bom para uso comercial, entre elas: não ser tóxico, ter um baixo ponto de ebulição, ter um calor latente alto, ser fácil de se liquefazer em temperatura e pressão moderadas, não ser corrosivo para metais, não ser afetado pela umidade e se misturar bem com óleo.

Os refrigerantes são classificados entre as classes 1, 2 e 3, a depender de extraírem ou absorverem calor das substâncias que irão resfriar. Os refrigerantes da Classe 1, tais como o dióxido de enxofre, cloreto de metila, cloreto de etila, amônia, dióxido de carbono, Freon 11, Freon 12, Freon 21 e Freon 22, resfriam pela extração ou absorção do calor das substâncias que serão resfriadas por meio dos seus calores latentes. Os da Classe 2, tais como o ar, salmoura de cloreto de sódio ou cálcio e álcool, resfriam as substâncias pela absorção de seus calores sensíveis. Os da Classe 3 são compostos de soluções que carregam vapores liquefícáveis, que produzem, pela absorção dos calores latentes, um efeito refrigerante, por exemplo, a solução composta por amônia pura e água destilada, conhecida também por água amoniacal. A depender do uso destinado (doméstico, comercial ou industrial), sempre haverá uma análise a ser feita para decidir qual refrigerante utilizar.

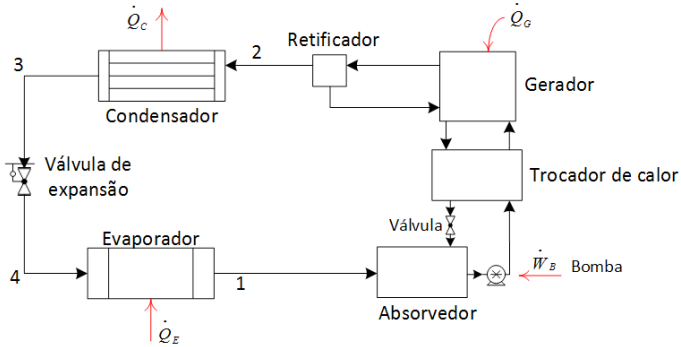
De acordo com o Protocolo de Montreal (1987), foi exigida a eliminação dos clorofluorcarbonos (CFCs), pois destroem a camada de ozônio. Os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), como o R134a, são usados em refrigeração e ar condicionado de automóveis e são a melhor opção porque agridem menos a camada de ozônio. Um exemplo de CFCs é o R-22, bastante usado em bombas de calor e sistemas de condicionamento de ar instalados em residências, porém, devido a seu alto conteúdo de cloro e agressão à camada de ozônio, deverá ser substituído por outros refrigerantes. Os refrigerantes naturais seriam a melhor opção e já estão sendo usados; entre eles temos a amônia (R717), dióxido de carbono (R744) e alguns hidrocarbonetos, como o propano (R290), o metano (R50) e o butano (R600).

Refrigeração por Absorção

A refrigeração por absorção se torna interessante economicamente quando existem fontes de energia térmica entre 100 e 200 °C, tais como a energia geotérmica, a energia gerada pelas usinas de cogeração, energias geradas para a produção de vapor para processos ou, até

mesmo, a energia solar. Esse ciclo é similar ao de compressão de vapor, porém, diferencia-se em 2 pontos: primeiramente, em vez de usar o compressor no ciclo de refrigeração, é utilizado um líquido absorvente para absorver o gás refrigerante procedente do evaporador, formando uma solução líquida; em segundo lugar, após o refrigerante ser absorvido pelo líquido absorvente, ele precisa ser separado do líquido antes do refrigerante entrar no condensador, e, para isso, torna-se necessária a instalação de uma fonte térmica que esteja a uma temperatura alta. Na refrigeração por absorção podem ser utilizadas fontes térmicas mais baratas, como a energia solar, o vapor, que é muitas vezes descartado em indústrias, e, até mesmo, a queima de um gás natural. A Figura 1.5 mostra o ciclo de refrigeração por absorção.

Figura 1.5 | Ciclo de refrigeração por absorção utilizando amônia



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 1.5, o refrigerante (amônia) que sai do evaporador entra no absorvedor para ser dissolvido em água líquida, no qual acontece uma reação exotérmica, ou seja, que aumenta a temperatura e libera calor. O aumento da maior quantidade possível de amônia em água é favorecido a temperaturas baixas, portanto, é necessário resfriar o absorvedor, mantendo a água em recirculação para que permaneça a uma temperatura baixa. Em seguida, a solução rica em amônia é bombeada ao gerador, onde é fornecido calor a partir de uma fonte de energia térmica para liberar amônia. O vapor de amônia passa para o retificador, onde é separado da água, que volta para o gerador enquanto o vapor de amônia segue para o condensador, continuando o ciclo do processo de refrigeração.

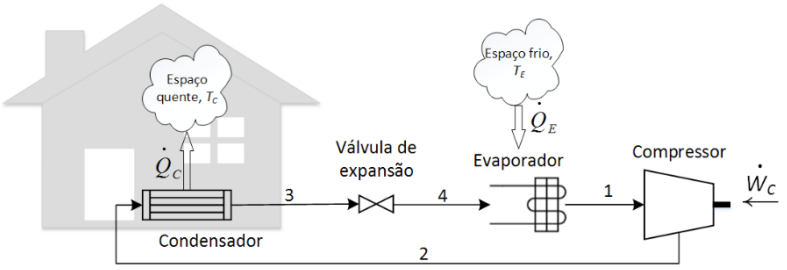
Os sistemas de refrigeração por absorção são mais caros que os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, exigem espaço maior, pois requerem torres de resfriamento maiores, e são menos eficientes. No entanto, seu uso pode ser indicado quando a energia térmica utilizada for mais barata que a

energia elétrica. Um outro sistema de refrigeração que podemos mencionar é a refrigeração por adsorção. Ela é similar à refrigeração por absorção, porém, ao invés de usar um líquido, é usado um sólido como adsorvente. Esse sistema está baseado na adsorção do gás refrigerante que sai do evaporador por um sólido (adsorvente), e, após o aumento da temperatura e pressão, o refrigerante alcança o ponto crítico de condensação, voltando ao seu estado líquido no condensador. Logo, o refrigerante passa na válvula de expansão, diminuindo a temperatura e pressão, seguindo para o evaporador, fechando o ciclo. Esse sistema de refrigeração é pouco utilizado e poucas aplicações são encontradas.

Sistemas de Bombas de Calor

O sistema de bombas de calor tem a finalidade de fornecer calor para aquecimento, ao invés de extrair calor de um meio, como o sistema de refrigeração. As bombas de calor podem funcionar por compressão de vapor, usando um refrigerante como fluido de trabalho, ou por absorção, e são aplicadas para aquecimento de ambientes ou fins industriais. Você deve lembrar da operação de uma bomba de calor de Carnot, a qual precisa de uma fonte fria para extrair calor, que será transferido para o espaço a ser aquecido. As bombas de calor de Carnot não levam em conta os efeitos de transferência de calor no condensador e evaporador nem as quedas internas de pressão, como nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor. Portanto, numa bomba de calor real, esses efeitos devem ser considerados. A Figura 1.6, ilustra a operação de uma bomba de calor por compressão de calor.

Figura 1.6 | Bomba de calor por compressão de vapor



Fonte: elaborada pelo autor.

No tipo de bomba de calor por compressão de vapor, que é o mais comum para aquecimento, o evaporador está em contato termicamente com o ar atmosférico. Essas bombas de calor que usam o ar como fonte também são usadas para resfriamento no verão, basta colocar uma válvula de reversão. De acordo com a Figura 1.6, o coeficiente de desempenho para uma bomba de

calor por compressão de vapor (γ) será $\gamma = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_C} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$.

Observe que, se o espaço frio tiver uma temperatura muito fria, não haverá uma troca de calor efetiva no evaporador e, portanto, o coeficiente de desempenho da bomba de calor será baixo. Assim, será necessário que o ambiente frio tenha uma temperatura constante, tal como o ar. Os cálculos de potência e de calor retirado do evaporador seguem o mesmo procedimento que para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Exemplificando

Considere uma bomba de calor que fornece calor a uma casa para manter a temperatura a 25°C. Refrigerante 134a no estado de vapor saturado entra no compressor a -4°C e sai a 50°C e 10 bar. No condensador, o refrigerante entra a 10 bar, saindo como líquido saturado. Qual será a potência do compressor e o coeficiente de desempenho se a vazão do refrigerante é de 0,15 kg/s?

Solução. Veja a Figura 1.6, as propriedades termodinâmicas para os estados são dadas na Tabela 1.1

Tabela 1.1 | Propriedades do refrigerante 134a.

Estado	T(°C)	p (bar)	h (kJ/kg)
1	-4	2,5274	244,90
2	50	10	280,19
3	39,39	10	105,29
4	texto	2,5274	105,29

Fonte: Moran et al. (2018, p.725-729).

A potência do compressor está dada por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0{,}15\frac{kg}{s}(280{,}19 - 244{,}90)\frac{kJ}{kg} = 5{,}29\,kW$$

O coeficiente de desempenho será:

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_C} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{(280{,}19 - 105{,}29)\,kJ/kg}{(280{,}19 - 244{,}90)\,kJ/kg} = 4{,}95 \approx 5{,}0$$

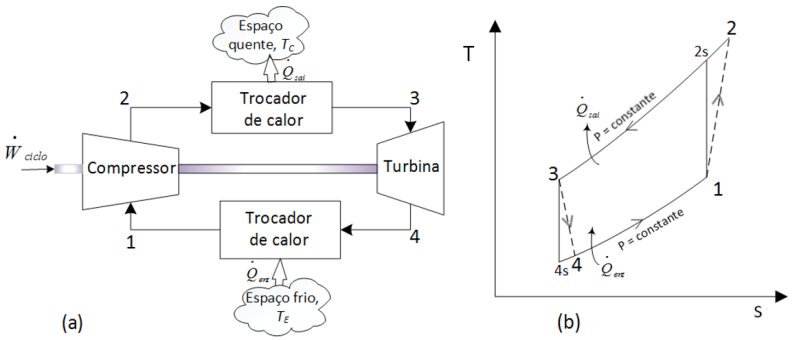
Portanto, a potência requerida pelo compressor será de 5,29 kW e o coeficiente de desempenho da bomba será de 5.

Sistemas de refrigeração a gás

Este sistema de refrigeração tem várias aplicações, pois atinge temperaturas baixas. Uma aplicação é na liquefação de ar e outras aplicações para o

resfriamento de gases. O ciclo de refrigeração de Brayton é um sistema de refrigeração a gás representado na Figura 1.7 (a). O ar pode ser considerado o refrigerante. Temos que o ar é comprimido no compressor, que eleva a sua temperatura e a sua pressão. Usando um trocador de calor, é retirado calor até uma temperatura próxima do espaço quente. Em seguida, o gás é expandido por meio de uma turbina, atingindo uma temperatura bem inferior à do espaço frio e completando o ciclo. A Figura 1.7 (b) mostra o diagrama T-s internamente reversível (ciclo 1-2s-3-4s), com a turbina e o compressor funcionando adiabaticamente e o ciclo considerando os efeitos de irreversibilidades na turbina e compressão adiabática.

Figura 1.7 | (a) Ciclo de refrigeração Brayton, (b) Diagrama T-s



Fonte: elaborada pelo autor.

Assumindo que o ar (refrigerante) se comporta como um gás ideal, a razão de pressão no compressor (r) é $r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{2r}}{P_{1r}}$, em que P_{1r} e P_{2r} são a pressão reduzida nos estados 1 e 2, respectivamente, e estão reportadas em tabelas termodinâmicas. A pressão reduzida de um gás é razão da pressão do gás pela pressão crítica. A potência líquida de acionamento para o ciclo real ($\dot{W}_{ciclo}$) é dada pela diferença entre a potência do compressor ($\dot{W}_c$) e a potência da turbina ($\dot{W}_t$), por $\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_c - \dot{W}_t = \dot{m}\left[(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)\right]$.

Finalmente, o coeficiente de desempenho (β) está dado pela razão entre a carga de refrigeração ($\dot{Q}_{ent}$) e a potência líquida de acionamento ($\dot{W}_{ciclo}$), dada pela equação $\beta = \frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{W}_c - \dot{W}_t} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$.

Reflita

No ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor, após o refrigerante ser resfriado no condensador, ingressa no dispositivo de expansão

a fim de diminuir a sua temperatura. Se esse dispositivo for substituído por uma turbina, poderia obter temperaturas baixas?

Saiba mais

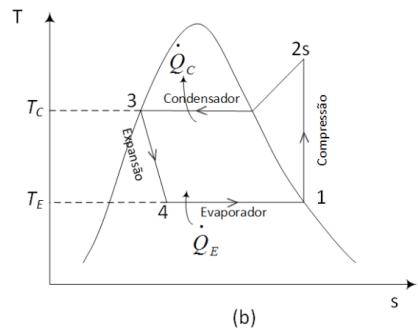
Mais informações sobre sistemas de refrigeração podem ser encontradas nas páginas 478 a 489 do Capítulo 11, do livro a seguir:
ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.

Os sistemas de refrigeração e bombas de calor são muito empregados nas diversas áreas das engenharias. Assim, os pontos abordados e as equações desenvolvidas nesta seção ajudarão você a ter uma visão maior para a solução de problemas.

Sem medo de errar

Vamos lembrar que você está trabalhando numa indústria de laticínios que está aumentando sua capacidade de produção, e será necessário implementar um sistema de refrigeração. A equipe de engenheiros da qual você faz parte sugere um sistema de refrigeração por compressão de vapor e o seu líder pede para você elaborar o projeto, determinando qual será a potência do compressor e o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração, sabendo que a capacidade de refrigeração do novo sistema de refrigeração será de 10 toneladas. Você precisa determinar o refrigerante a ser utilizado e avaliar a influência da variação da vazão mássica no sistema de refrigeração.

Figura 1.8 | Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: elaborada pelo autor.

Sabe-se que os produtos lácteos deverão estar sob refrigeração a $5\,°C$, portanto, sugere-se que o refrigerante saia do evaporador a $-12\,°C$ e seja comprimido até 12 bar, além disso, você sabe que o refrigerante na saída do condensador deve estar como líquido saturado e a eficiência do compressor deve ser de 80%. Para começar, vamos lembrar o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, ilustrado num diagrama T-s, mostrado na Figura 1.8, que mostra as etapas do ciclo de refrigeração.

Quanto à seleção do refrigerante, você deverá ter cuidado com a sua escolha, pois é preciso se conscientizar de que é preciso cuidar do nosso planeta para evitar impactos ambientais. Temos que o refrigerante R-12 e toda a linha de freons estão sendo substituídos por outros refrigerantes que não agridam a camada de ozônio, porém, que tenham as mesmas características de refrigeração. Um refrigerante alternativo, que tem mostrado bom desempenho e vem sendo utilizado em sistemas de refrigeração, é o R-134a. Portanto, o refrigerante que você poderá escolher é esse. As entalpias específicas para R-134a estão reportadas nas Tabelas 1.2 e 1.3.

Tabela 1.2 | Propriedades do refrigerante R-134a líquido-vapor saturado

T (°C)	P (bar)	hlíquido (kJ/kg)	hvapor (kJ/kg)	svapor (kJ/kg K)
-12	1,854		240,15	0,9267
44	11,299	112,22		
48	12,526	118,35		

Fonte: adaptada de Moran et al. (2018).

Tabela 1.3 | Propriedades do refrigerante R-134a vapor superaquecido

P = 12,0 bar		
T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
50,0	275,52	0,9164
60,0	287,44	0,9527

Fonte: adaptada de Moran et al. (2018).

Segundo a Figura 1.8, o processo 4-1 é o processo de evaporação, pelo qual será retirado calor dos produtos lácteos. Como você sabe, a capacidade de refrigeração será de 10 toneladas, então, o calor retirado no evaporador, expressado em kW, é $\dot{Q}_E = 10\,ton\left(\frac{211\,kJ/\min}{1\,ton}\right)\left(\frac{1\min}{60\,s}\right) = 35{,}17\frac{kJ}{s} = 35{,}17\,kW$.

Além disso, você sabe que a entalpia específica é $h_4 = h_3$, e que h_3 corresponde a líquido saturado na pressão de 12 bar, a mesma pressão na saída do compressor. Na Tabela 1.2, a entalpia h_3 é calculada por interpolação para a pressão de 12 bar, sendo que $h_3 = 115{,}72$ kJ/kg, correspondendo a uma temperatura de saída do condensador igual a $46{,}3\,°C$. O valor de h_3 também pode ser extraído diretamente na pressão de 12 bar, nas tabelas de líquido-vapor saturado para o refrigerante R134a, do livro de Moran et al. (2018, p.767). Se $h_4 = h_3$, a vazão mássica do refrigerante será

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \Rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} = \frac{35{,}17\,kJ/s}{(240{,}15 - 115{,}72)\,kJ/kg} = 0{,}2826\frac{kg}{s}.$$

Avaliando a vazão mássica, veja que o valor calculado corresponde a uma capacidade de refrigeração de 10 toneladas. Se a vazão mássica for menor, o sistema de refrigeração não atingirá a capacidade de refrigeração, e, se for maior, haverá um sobredimensionamento do sistema de refrigeração.

Considerando o compressor adiabático e isentrópico, h_{2s} é determinado assumindo que $s_2 = s_1$. Interpolando, a partir dos dados da Tabela 1.3, para $s_1 = 0{,}9267$, encontra-se o valor de $h_{2s} = 272{,}90$ kJ/kg. Sabemos que o refrigerante na entrada do compressor está como vapor saturado a $-12\,°C$. Da Tabela 1.2, temos que $h_1 = 240{,}15$ kJ/kg. Finalmente, a potência do compressor e o coeficiente de desempenho do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor serão:

$$\dot{W}_C = \dot{m}\left(h_{2s} - h_1\right) = 0{,}2826\frac{kg}{s}(272{,}90 - 240{,}15) = 9{,}26\,kW$$

$$\beta = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{35{,}17}{9{,}25} = 3{,}8$$

Se a eficiência do compressor não deve passar de 80%, a potência real do compressor será:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_C)_{isentropico}}{(\dot{W}_C)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \Rightarrow \quad \dot{W}_C = \frac{(\dot{W}_C)_{isentropico}}{\eta_c} = \frac{9{,}26\,kW}{0{,}8} = 11{,}58\,kW$$

Veja que os resultados para o sistema de refrigeração por compressão de vapor a ser instalado para a refrigeração de 10 toneladas de produtos lácteos indicam que será necessário um sistema de refrigeração com 11,58 kW de potência no compressor, fornecendo um coeficiente de desempenho de 3,8.

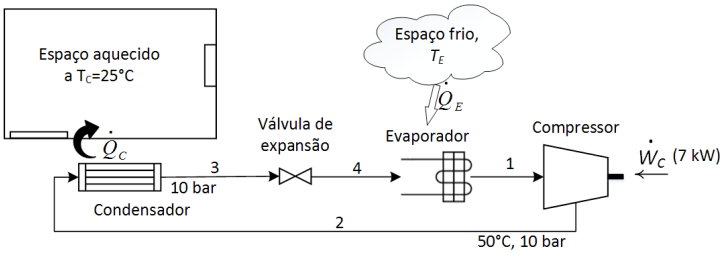
Avançando na prática

Aquecimento de um ambiente por meio de uma Bomba de Calor

Descrição da situação-problema

Você, engenheiro, está trabalhando numa empresa que fabrica bombas de calor e seu líder tem um projeto para aquecimento de uma sala de trabalho de uma indústria por meio de uma bomba de calor, representada na Figura 1.9.

Figura 1.9 | Aquecimento de um ambiente por uma Bomba de Calor



Fonte: elaborada pelo autor.

Seu líder precisa saber qual será o calor fornecido e o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor que tem um compressor de 7 kW. Você foi escolhido para resolver o problema, e as informações que você tem da bomba de calor são: refrigerante R134a, a entalpia específica na saída do compressor, a 50 $°C$ e 10 bar, é de $h_2 = 280{,}19$ kJ/kg. A entalpia específica na saída do condensador a 10 bar $h_3 = 105{,}28$ kJ/kg e a vazão mássica do refrigerante é de 0,09 kg/s.

Resolução da situação-problema

Você lembra que o ciclo de um sistema de bomba de calor por compressão de vapor é similar ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Você também sabe que o refrigerante na saída do compressor está a 50 $°C$ e 10 bar, e sua entalpia específica é de $h_2 = 280{,}19$ kJ/kg. Na saída do condensador, você sabe que a entalpia específica é de $h_3 = 105{,}28$ kJ/g. Portanto, a taxa de calor fornecida ao ambiente a ser aquecido é:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_2 - h_3) = 0{,}09\frac{kg}{s}(280{,}19 - 105{,}28)\frac{kJ}{kg} = 15{,}74\,kW$$

O coeficiente de desempenho da bomba de calor será:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_C} = \frac{15{,}74}{7} = 2{,}25$$

Assim, os resultados mostram que, para 2,25 kW de calor fornecido pela bomba de calor, 1 kW de energia é necessário.

Faça valer a pena

1. O sistema de bombas de calor e o ciclo de refrigeração são iguais, porém, possuem objetivos diferentes, pois o sistema de bombas de calor fornece calor ao ambiente e a refrigeração resfria o ambiente. Dentre os ciclos de refrige-

ração, temos o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, por absorção, por adsorção e ciclo Brayton.

Considerando os sistemas de refrigeração estudados, qual é o único ciclo em que um sólido é utilizado como parte do processo? Assinale a alternativa correta.

a) Ciclo de refrigeração Brayton.
b) Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.
c) Ciclo de refrigeração por absorção.
d) Ciclo de refrigeração por adsorção.
e) Ciclo de bomba de calor por compressão de vapor.

2. As bombas de calor são equipamentos que fornecem calor a um ambiente que precisa ser aquecido e são utilizadas, geralmente, para aquecimento de casas e ambientes de grande dimensão. Existem as bombas de calor geotérmicas, que trocam calor entre o solo e o ambiente a ser aquecido e são mais eficientes que as bombas de calor, que trocam calor entre o ar e o ambiente a ser aquecido, porém, os custos de instalação podem ser mais elevados.

Uma casa é aquecida a 22 $°C$ com uma bomba de calor por compressão de vapor. O refrigerante R134a entra no compressor a uma temperatura de 8 $°C$ e é comprimido até 12 bar de pressão. Determine qual é o trabalho por unidade de massa realizado pelo compressor.

a) 25,0 kJ/kg.
b) 19,2 kJ/kg.
c) 24,1 kJ/kg.
d) 20,2 kJ/kg.
e) 23,3 kJ/kg.

3. O ciclo Brayton foi inicialmente desenvolvido para ser usado em motores alternativos. Hoje em dia, é utilizado em turbinas a gás que, acopladas a um compressor e a trocadores de calor, resultam em um motor a gás. Esse ciclo, quando invertido, resulta em um ciclo de refrigeração Brayton, que tem várias aplicações, tais como o sistema de arrefecimento e de condicionamento de ar em aviões a jato. Uma das maiores aplicações é na indústria do gás natural, em que o ciclo Brayton é utilizado para o resfriamento do gás natural liquefeito (GNL).

Considere ar ingressando num compressor de um ciclo de refrigeração Brayton ideal a uma pressão de 102 kPa e 300 K (26,9 $°C$). A razão de pressão do compressor é 2,75.

A temperatura que sai do trocador de calor e entra na turbina é de 325 K (51,9 $°C$). Qual será o trabalho de acionamento por unidade de massa (kJ/kg) e o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração?

a) $\dot{W}_{ciclo} / \dot{m} = 12{,}9$; $\beta = 3{,}5$.
b) $\dot{W}_{ciclo} / \dot{m} = 11{,}5$; $\beta = 4{,}9$.
c) $\dot{W}_{ciclo} / \dot{m} = 12{,}9$; $\beta = 4{,}9$.
d) $\dot{W}_{ciclo} / \dot{m} = 12{,}2$; $\beta = 3{,}9$.
e) $\dot{W}_{ciclo} / \dot{m} = 10{,}5$; $\beta = 5{,}2$.

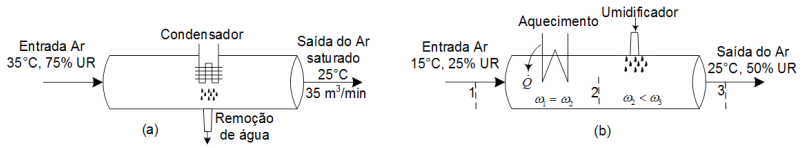
Mistura de gases ideais e psicrometria

Diálogo aberto

Em muitas regiões do Brasil, em épocas de inverno, quando a temperatura diminui, a umidade relativa do ar também diminui, causando, muitas vezes, situações de alerta para diferentes cidades, como na região Sudeste do Brasil. Por outro lado, existem lugares que apresentam elevadas umidades relativas em épocas de inverno ou verão, o que acaba prejudicando o conforto das pessoas e do ambiente de trabalho. Para contornar esses problemas, existem processos de umidificação ou desumidificação do ar, usados para aumentar ou diminuir a umidade relativa do ar em diferentes ambientes, como casas ou centros de trabalho. Isso pode ser tratado a partir dos processos de condicionamento do ar e o uso da psicrometria, que é uma ferramenta importante que trata das propriedades do ar úmido. Note que o ar é uma mistura de vários componentes e suas propriedades e sua composição devem ser determinadas a partir dos componentes presentes na mistura.

Vamos retomar o contexto apresentado anteriormente, em que você está trabalhando como engenheiro numa indústria de laticínios, na qual são fabricados iogurtes e bebidas lácteas. Devido ao aumento nas vendas, a indústria tem aumentado a sua produção e, com isso, a expansão dos ambientes de trabalho e das linhas de produção se tornaram necessárias. Para não sofrer alterações no conforto térmico dos novos ambientes de trabalho, uma equipe de engenheiros está propondo instalar um sistema de resfriamento e desumidificação do ar que atenda às necessidades impostas nas estações de verão para diminuição da temperatura ambiente. Lembre-se de que nas estações de verão, a umidade relativa do ar é geralmente alta. Por outro lado, nas estações de inverno, a equipe de engenheiros deseja instalar um sistema de aquecimento com umidificação, porque nesta estação, o ar apresenta umidades relativas do ar baixas, e para manter o conforto térmico, é necessário aumentar a umidade do ar. Para ilustrar melhor, a Figura 1.10 mostra o sistema de resfriamento e desumidificação e o sistema de aquecimento e umidificação.

Figura 1.10 | Ilustração (a) Resfriamento e desumidificação; (b) Aquecimento e umidificação



Fonte: elaborada pelo autor.

Numa reunião da equipe de engenheiros, o seu líder pede para você assumir esta tarefa e determinar qual será o gasto energético e o consumo de energia para o resfriamento e a desumidificação do ar e para o aquecimento e a umidificação. Vamos pensar que, na estação de verão, a temperatura é de 35 ºC e umidade relativa de 70%. Vamos também pensar que a vazão de ar necessária que deverá entrar nos ambientes de trabalho seja de $35 m^3/\min$. O ar na saída deverá ser saturado a 25 ºC. A pressão da cidade é de 1 atm. Na estação de inverno, a temperatura é 15 ºC e a umidade de 20%. Portanto, é necessário manter a umidade relativa na saída dos ambientes de trabalho a 50% e a temperatura a 25 ºC. Considere a vazão de ar na entrada a mesma que na estação de verão. Será que a umidade específica do ar pode ser determinada a partir de outras propriedades além da massa de cada componente? A mistura de vapor de água e ar poderia ser considerada como gás ideal? Como podemos determinar o consumo de energia para resfriamento ou aquecimento?

Para solucionar essa problematização, você precisará dos conceitos aprendidos sobre a análise de sistemas que envolvem misturas, assim como o uso de cartas psicrométricas, e, também, sobre condicionamento de ar.

Não pode faltar

Misturas de gases ideais

Para descobrimos as propriedades de uma mistura é necessário conhecer a composição e as propriedades dos componentes individuais. A análise pode ser feita a partir de uma análise molar ou mássica, sendo que a massa, o número de mols e a massa molecular de um componente *i* são relacionados por:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i}$$

Se consideramos uma mistura de dois ou mais componentes, a composição da mistura é dada pela massa ou pelo número de mols de cada componente. Sabemos que a massa total de uma mistura (m), em kg, é a soma da massa de todos os componentes da mistura, e de maneira análoga, temos o número de mols total de uma mistura (n). Então, podemos expressar como:

$$m = m_1 + m_2 + \cdots + m_j = \sum_{i=1}^{j} m_i \qquad \text{e} \qquad n = n_1 + n_2 + \cdots + n_j = \sum_{i=1}^{j} n_i$$

A massa de um componente dividido pela massa total é chamada de fração mássica (mf_i), que é um adimensional. Da mesma forma, o número de mols de um componente dividido pelo número de mols total é chamado de fração molar (y). Elas estão definidas pela seguinte equação:

$$mf_i = \frac{m_i}{m} \qquad \text{e} \qquad y_i = \frac{n_i}{n}$$

Veja que a soma das frações mássicas de todos os componentes deve ser igual a 1. A fração mássica é chamada também de análise gravimétrica e a determinação das frações molares é chamada de análise molar ou de análise volumétrica, sendo expressas como:

$$1=\sum_{i=1}^{j} mf_i \qquad \text{e} \qquad 1=\sum_{i=1}^{j} y_i$$

Para uma mistura com vários componentes, a massa molecular aparente ou média (M) de uma mistura está definida pela razão entre a massa total (m) e o número de moles total (n), como:

$$M=\frac{m}{n}=\frac{n_1M_1+n_2M_2+\cdots+n_jM_j}{n} = y_1M_1+y_2M_2+\cdots+y_jM_j = \sum_{i=1}^{j} y_iM_i$$

Agora vamos pensar num gás ideal, que pode ser definido como o gás cujas moléculas estão bem distanciadas a fim de não existir interação entre elas. Por outro lado, um gás real tem um comportamento muito aproximado a um gás ideal, quando o gás está a baixas pressões ou a altas temperaturas, isto em relação ao ponto crítico. O comportamento de um gás ideal está baseado em duas leis: a lei de Dalton, que assume que a pressão (p) de uma mistura de gases ideais é igual à soma das pressões individuais que cada gás exerceria se estivesse sozinho a uma temperatura (T) e volume (V) da mistura, e a lei de Amagat, a qual assume que o volume de uma mistura de gases ideais é igual à soma dos volumes parciais de cada gás que estão em determinada temperatura e pressão da mistura.

Assimile

Os valores da fração mássica dos componentes de uma mistura são sempre diferentes dos valores da fração molar, pois quando você tem fração molar, a fração mássica é calculada usando a massa molecular dos componentes individuais.

Segundo a lei de Dalton, a pressão total de uma mistura de gases é igual à soma das pressões parciais de cada gás ou componente, dada por: $p=p_1+p_2+\cdots+p_i=\sum_{i=1}^{j} p_i$. A pressão parcial do componente "i" é dada pela equação dos gases ideais por: $p_i = {n_iRT}/{V}$, ou também, pela lei de Amagat o volume de componente i é dado por: $V_i = n_iRT/p$. Se dividimos essas duas equações pela pressão e volume total respectivamente, temos que:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

Em que n_i é o número de moles do componente *i*, *T* é a temperatura (K), *R* é a constante dos gases e *V* é o volume total da mistura. Portanto, a pressão parcial do componente *i* é igual a: $p_i = y_i p$.

Também podemos dizer que, segundo a lei de Amagat, o volume parcial do componente *i* é igual a $V_i = y_i V$ e o volume total é dado por $V = \sum_{i=1}^{j} V_i$. Outras propriedades, em base mássica, para uma mistura de *i* componentes são:

Entalpia da mistura:	$H = m_1 h_1(T) + m_2 h_2(T) + ... + m_i h_i(T)$	(kJ)
Energia interna da mistura:	$U = m_1 u_1(T) + m_2 u_2(T) + ... + m_i u_i(T)$	(kJ)
Calor específico da mistura:	$C_p = (mf_1)c_{p1}(T) + (mf_2)c_{p2}(T) + ... + (mf_i)c_{pi}(T)$	$(kJ/kg \cdot K)$

Em que $h_1, h_2, u_1, u_2, c_{p1}$, e c_{p2} são a entalpia (*h*) em kJ/kg , energia interna (*u*) em kJ/kg e capacidade calorífica (c_p) em $kJ/kg \cdot K$ dos componentes 1 e 2, respectivamente.

Exemplificando

Uma mistura gasosa é composta por dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (*CO*) e oxigênio (O_2), com frações mássicas de 0,30, 0,20 e 0,5, respectivamente. Qual é o calor específico da mistura a 350 K se o calor específico do CO_2 é de $0{,}895 kJ/kg \cdot K$, do *CO* $1{,}043 kJ/kg \cdot K$ e O_2 de $0{,}928 kJ/kg \cdot K$?

Solução: o calor específico de cada componente é conhecido, assim como suas frações mássicas. Então, o calor específico da mistura será:

$$C_p = (mf_{CO_2})c_{pCO_2}(350) + (mf_{CO})c_{pCO}(350) + (mf_{O_2})c_{pO_2}(350) \qquad (kJ/kg \cdot K)$$

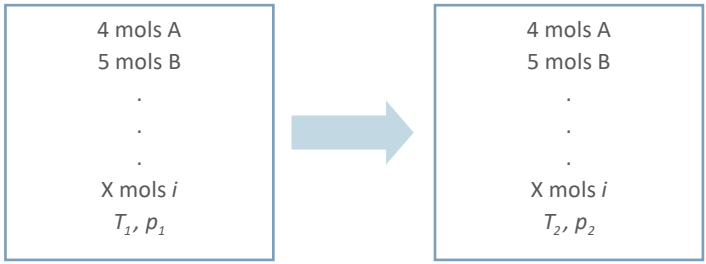
$$C_p = (0{,}30)(0{,}895) + (0{,}2)(1{,}043) + (0{,}5)(0{,}928) = 0{,}9411 kJ/kg \cdot K$$

O calor específico da mistura é de $0{,}9411 kJ/kg \cdot K$

Análise de sistemas que envolvem misturas

Para a análise de sistemas que envolvem misturas não reagentes, os princípios da conservação da massa e energia são utilizados. Na Figura 1.11, tem-se o caso de misturas de gases ideais não reativos que passam por um processo. A Figura 1.11 mostra um gás ideal não reativo passando por um processo do estado 1 ao estado 2.

Figura 1.11 | Processo para uma mistura de gases ideais não reativos



Fonte: elaborada pelo autor.

Reflita

Aqui tratamos de misturas de gases ideais não reativos, na qual os números de mols no início e fim permanecem iguais. Se uma mistura for composta por gases reativos, a uma determinada pressão e temperatura, o número de mols e o valor da entalpia no estado final devem mudar? A expressão da entalpia será a mesma?

No estado 2, podemos verificar que o número de mols de cada componente e a composição permanecem constantes. Portanto, para obter as propriedades da mistura de gás ideal não reativo, basta somar as propriedades de cada componente puro. Assim, a energia interna no estado 1 e 2 estão expressas por:

$$U_1 = n_A\overline{u}_A(T_1) + n_B\overline{u}_B(T_1) + ... + n_i\overline{u}_i(T_1) = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{u}_i(T_1) \qquad (kJ)$$

$$U_2 = n_A\overline{u}_A(T_2) + n_B\overline{u}_B(T_2) + ... + n_i\overline{u}_i(T_2) = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{u}_i(T_2) \qquad (kJ)$$

Da mesma forma, para a entalpia e entropia, as expressões são:

$$H_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{h}_i(T_1) \qquad H_2 = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{h}_i(T_2) \qquad (kJ)$$

$$S_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{s}_i(T_1, p_{i1}) \qquad S_2 = \sum_{i=1}^{j} n_i\overline{s}_i(T_2, p_{i2}) \qquad (kJ/K)$$

Em que $\overline{u}_i$ e $\overline{h}_i$ são a energia interna e entalpia em kJ/mol e $\overline{s}_i$ a entropia em $kJ/mol \cdot K$ do componente *i*.

A variação da energia interna, entalpia e entropia resulta da diferença entre os estados final e inicial. Se dividimos pelo número total de mols, *n*, teremos a variação destas propriedades por mol de mistura. Assim:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i \left[\overline{u}_i(T_2) - \overline{u}_i(T_1)\right] \quad \text{divindo por } n \Rightarrow \quad \Delta \overline{u} = \sum_{i=1}^{j} y_i \left[\overline{u}_i(T_2) - \overline{u}_i(T_1)\right]$$

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i \left[\overline{h}_i(T_2) - \overline{h}_i(T_1)\right] \quad \text{divindo por } n \Rightarrow \quad \Delta \overline{h} = \sum_{i=1}^{j} y_i \left[\overline{h}_i(T_2) - \overline{h}_i(T_1)\right]$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^{j} n_i \left[\overline{s}_i(T_2, p_{i2}) - \overline{s}_i(T_1, p_{i1})\right] \quad \text{divindo por } n \Rightarrow \quad \Delta \overline{s} = \sum_{i=1}^{j} y_i \left[\overline{s}_i(T_2, p_{i2}) - \overline{s}_i(T_1, p_{i1})\right]$$

Temos que $\overline{u}_i$ e $\overline{h}_i$ podem ser encontrados na Tabela A-23 como função da temperatura (MORAN *et al.*, 2018, p.788-791) para Ar, CO_2, CO, Vapor de água, O_2 e N_2 modelados como gases ideais.

Dica

Para relembrar como se utilizam as tabelas termodinâmicas, você pode encontrar um exercício prático usando dados de $\overline{u}_i$ e $\overline{s}_i$ a partir da Tabela A-23 no capítulo 12, páginas 602-603, do livro:
MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2018.

Psicrometria, psicrômetros e cartas psicrométricas.

A Psicrometria é o estudo de misturas que envolvem ar seco e vapor de água. O **ar úmido** é constituído por uma mistura binária de ar seco e vapor de água, podendo cada componente da mistura ser tratado como gás ideal. Então, a pressão parcial do ar (p_a) e do vapor de água (p_v) são iguais a $p_a = y_a p$ e $p_v = y_v p$, em que y_a e y_v são as frações molares do ar e do vapor de água, respectivamente. O **ar saturado** é uma mistura de ar seco e de vapor de água saturado; a composição do ar úmido é expressa em termos da razão de mistura, chamada também de umidade específica (ω), definida como a razão da massa do vapor de água e a massa do ar seco:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a}$$

Em que m_v é a massa molar do vapor da água, m_a a massa do ar seco.

A pressão da mistura é dada pela soma das pressões parciais do ar seco e do vapor de água $(p = p_a + p_v)$. Então, usando a equação dos gases ideais, a razão da mistura será:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v p_v V / \overline{R}T}{M_a p_a V / \overline{R}T} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a} = 0{,}622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

Temos que 0,622 é o resultado da razão entre a massa molar da água, M_v (18,015 g/mol) e do ar seco, M_a (28,964 g/mol).

O ar úmido também pode ser expresso em função da umidade relativa (ϕ), que é a razão das frações molares do vapor de água (y_v) e a fração molar de uma amostra de ar úmido saturado $(y_{v,sat})$ à mesma pressão e temperatura da mistura. Se $p_v = y_v p$ e $p_{v,sat} = y_{v,sat} p$, então, a equação resulta em:

$$\phi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} \qquad \text{ou também} \qquad \phi = \frac{p_v}{p_{v,sat}} = \frac{p_v}{p_g}$$

Em que p_g é a pressão de saturação do vapor que pode ser encontrado em tabelas termodinâmicas.

A entalpia de uma mistura é a soma das entalpias de cada componente presente na mistura. Para o ar úmido, a entalpia também pode ser expressa por:

$$H/m_a = h_a + \omega h_v = c_p \cdot T + \omega h_v$$

Utilizando as tabelas de vapor de água (MORAN et al, 2018), percebe-se que a entalpia de vapor de água superaquecido a baixas pressões de vapor é próxima da entalpia de vapor saturado a temperaturas não muito maiores. Então, a entalpia de vapor da água pode ser considerada igual à entalpia do gás, ou seja, $h_v \cong h_g$.

Saiba mais

Você pode encontrar um exemplo de como estimar a temperatura do ponto de orvalho, no capítulo 12, p. 614-616 do livro:

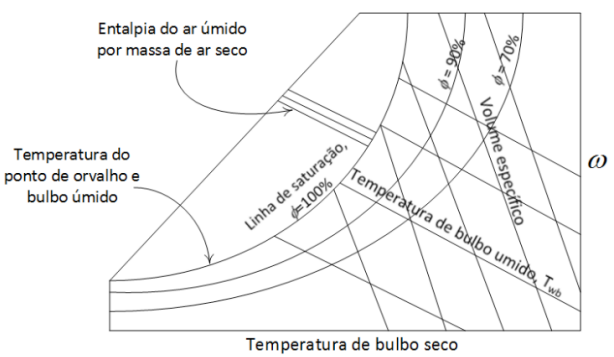
MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2018.

Um instrumento que serve para medir a quantidade de vapor de água presente no ar, ou seja, as temperaturas de bulbo úmido e de bulbo seco, é o psicrômetro, o qual é montado pelos dois termômetros juntos. Nele, entra um fluxo de ar, o qual entra em contato com os termômetros, e se o ar não estiver saturado, haverá evaporação da água que está na mecha do termômetro de bulbo úmido, fazendo com que a temperatura da água caia abaixo da temperatura de bulbo seco. Após um tempo, as temperaturas podem ser lidas nos termômetros. A temperatura de bulbo úmido dependerá das taxas de transferência de calor e massa entre o ar e a mecha que está umedecida, portanto, não é uma propriedade da mistura. No entanto, quando temos uma mistura de ar e vapor de água à pressão atmosférica, podemos usar a temperatura de bulbo úmido, lida no psicrômetro, em vez da temperatura de saturação adiabática, pois são aproximadamente iguais.

Para determinarmos o estado do ar atmosférico a uma pressão específica, necessitamos de duas propriedades intensivas independentes. Assim, as outras propriedades poderão ser calculadas por meio das relações vistas anteriormente.

Para dimensionarmos um sistema de condicionamento de ar, deparamo-nos com muitos cálculos. Para facilitar um pouco a nossa vida de engenheiros, temos as cartas psicométricas (Figura 1.12), que são apresentadas em diferentes pressões que apresentam o mesmo formato. No eixo da abcissa temos a temperatura de bulbo seco, e no eixo da ordenada, temos a razão de mistura, também chamada de umidade específica (ω). Do lado esquerdo temos a linha de saturação (curva), na qual estão todos os estados de ar saturado e onde a umidade relativa é igual a 100%. A temperatura do bulbo úmido (T_{wb}) é representada como linhas que apresentam um declínio para a direita, sendo paralelas às linhas de entalpia constante (em kJ/kg de ar seco). Já as linhas de volume específico constante (em m^3/kg de ar seco) são mais inclinadas do que as linhas de temperatura de bulbo úmido. As temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e ponto de orvalho são iguais para o ar saturado. Analisando a carta psicrométrica, se temos um processo de aquecimento ou resfriamento, aparecerá como uma linha horizontal (ω = constante), se não existir umidificação ou desumidificação. Se, durante o processo, houver adição ou remoção de umidade, haverá um desvio nesta linha horizontal.

Figura 1.12 | Diagrama Psicrométrico



Fonte: elaborada pelo autor.

Assimile

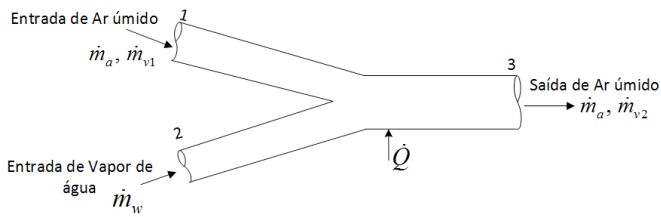
Uma carta psicrométrica permite determinar a umidade relativa na saída de um ambiente que está sendo aquecido ou resfriado, bastando

conhecer a temperatura, a umidade relativa na entrada e a razão de mistura do ar.

Processos de condicionamento de ar e torres de resfriamento

Para se obter uma temperatura e uma umidade desejadas, seja de um local ou ambiente industrial, um processo chamado de condicionamento de ar é requerido. Esse processo pode ser de aquecimento, resfriamento, umidificação e desumidificação. Um processo de condicionamento de ar pode ser modelado a partir de um balanço de massa e energia. Consideremos a Figura 1.13, que tem duas entradas, uma de ar úmido e outra de fluxo de vapor de água, e uma saída de ar úmido.

Figura 1.13. | Balanço de massa para o sistema de condicionamento de ar úmido



Fonte: elaborada pelo autor.

O balanço de massa para o ar seco e água, da Figura 1.13, operando em regime permanente será:

(Balanço de massa de ar seco) $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2}$

(Balanço de massa da água) $\dot{m}_{v1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2}$ se: $\dot{m}_{v1} = \omega_1 m_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 m_a$

Então, substituindo: $\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$

Em que $\dot{m}_a$ é a vazão mássica de ar seco, $\dot{m}_v$ é a vazão mássica de vapor da água e ω é a razão de mistura. Se não existe trabalho sendo realizado pelo sistema ($W = 0$), o balanço de energia será:

$$0 = \dot{Q} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Sendo que $\dot{Q}$ é a taxa de energia, h_w é entalpia da água pura, h_a é a entalpia do ar, h_v é a entalpia do vapor na mistura. Se a entalpia do vapor (h_v) na entrada a T_1 e na saída a T_2, assumimos como vapor saturado (h_g), e sabendo que $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ e $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$, simplificando, temos:

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_a\left[(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) - (h_{a2} - \omega_2 h_{g2})\right] + \dot{m}_w h_w \quad \text{também:} \quad 0 = \dot{Q} + \dot{m}_a[h_1 - h_2] + \dot{m}_w h_w$$

Em que h_1 é a entalpia de mistura por unidade de massa de ar seco que

pode ser encontrada diretamente no diagrama psicrométrico.

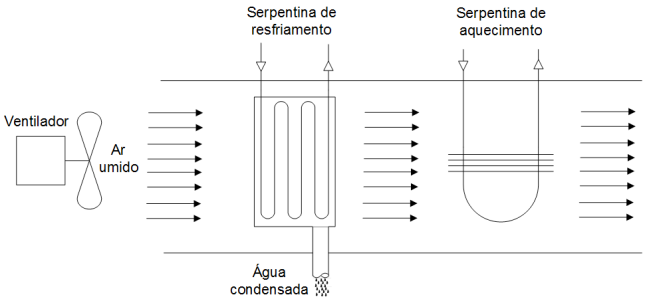
Para aquecimento ou resfriamento de um ambiente, no qual nenhuma umidade é adicionada ou removida, o balanço de massa é: $m_{a1} = m_{a2} = m_a$ para o ar seco e para água $\omega_1 m_a = \omega_2 m_a$ ou $\omega_1 = \omega_2$. Assim, ω será constante. A taxa de energia necessária para o aquecimento está dada pela equação:

$$\dot{Q} = m_a(h_{a2} - h_{a1}) \quad \text{ou também} \quad \dot{Q} = m_a(h_2 - h_1) \qquad (kJ/s)$$

Desumidificação e umidificação

A desumidificação do ar é realizada em lugares nos quais a umidade do ar é alta, sendo uma alternativa para regular a umidade do ar. É utilizado uma serpentina com fluido refrigerante para resfriar o ar, ocasionando a condensação da água do ar, a qual é retirada do desumidificador, como visto na Figura 1.14.

Figura 1.14 | Sistema de resfriamento e aquecimento do ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Como o ar atinge temperaturas baixas, geralmente é usado um aquecedor para aquecer o ar, fornecendo ao ambiente um ar com menor umidade. Isso pode ser representado numa carta psicométrica, como na Figura 1.15a. Nesta figura, vemos que o ar com umidade inicial (estado 1) é desumidificado até o estado 2, retirando água. Posteriormente, o ar é aquecido até uma temperatura próxima ou igual à temperatura de entrada (estado 3). Note que na desumidificação, temos uma corrente de ar úmido entrando e duas correntes saindo, sendo uma de água pura e outra de ar com menor umidade. O balanço de massa será:

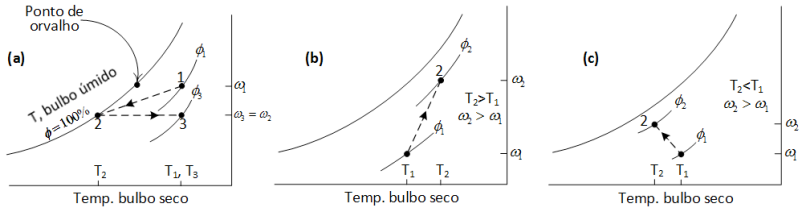
(Balanço de massa de ar seco) $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2}$

(Balanço de massa da água) $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w + \dot{m}_{v2}$ onde: $\dfrac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$

Agora, o balanço de energia na seção de aquecimento do desumidificador será:

$$0 = \dot{Q} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) - \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2})$$

Figura 1.15 | Carta psicométrica da desumidificação e umidificação do ar. (a) Desumidificação do ar; (b) Umidificação com fornecimento de vapor; (c) Umidificação com fornecimento de líquido



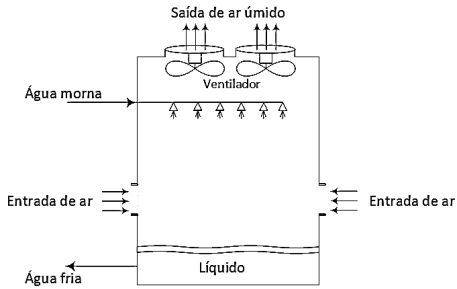
Fonte: elaborada pelo autor.

Quando um espaço habitado requer o aumento do teor de umidade, a umidificação pode ser usada. Ela pode ser feita de duas formas, seja injetando vapor de água ou injetando água líquida. Quando é introduzido vapor de água, a temperatura de saída do ar do umidificador apresentará um aumento da temperatura do bulbo seco, tal como mostra a Figura 1.15b. Já no caso do uso de água líquida, a saída do ar do umidificador apresentará uma diminuição da temperatura, tal como mostra a Figura 1.15c. Em ambos os casos, a razão da mistura deve aumentar.

Em climas quentes de baixa umidade, a refrigeração pode também ser realizada por **resfriamento evaporativo**, o qual consiste em borrifar água líquida no ar ou forçar a passagem do ar por uma almofada encharcada e reabastecida com água. Devido ao ar que está na entrada ter pouca umidade, uma parte da água injetada é evaporada, acontecendo a umidificação do ar.

As torres de resfriamento, como mostra a Figura 1.16, são utilizadas para fornecer água resfriada para diferentes usos, por exemplo, troca de calor em centrais elétricas.

Figura 1.16 | Torre de resfriamento com ar atmosférico



Fonte: elaborada pelo autor.

As torres de resfriamento podem funcionar por convecção natural ou convecção forçada de ar, e os fluxos de ar e água podem ser em contracorrente, corrente cruzada ou uma combinação delas. Numa torre de resfriamento por convecção forçada, conforme Figura 1.16, a água morna entra pela parte lateral superior da torre de forma borrifada. Na parte superior da torre, existe um ventilador para forçar a saída do ar atmosférico que entra na torre pela parte inferior, entrando em contato com a água ao longo da torre, ocasionando o seu resfriamento. Nesse processo, parte da água morna que entra na torre é evaporada e sai junto com o ar pela parte superior da torre de resfriamento, e, no fundo, a água resfriada é retirada. O balanço de massa para o ar seco e água é facilmente realizado, como visto anteriormente. Já no balanço de energia, geralmente, são considerados desprezíveis o trabalho realizado pelo ventilador e as perdas de energia da torre.

Saiba mais

Você poderá encontrar aplicações e usos de torres de resfriamento envolvendo balanço de massa e energia, no capítulo 12, páginas 637-639 do livro:

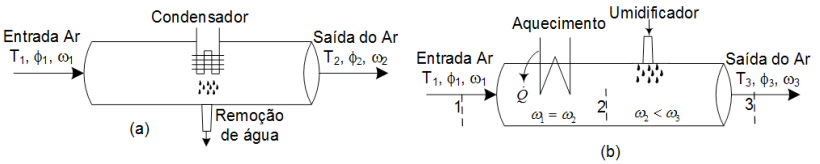
MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2018.

As torres de resfriamento têm grande aplicação quando a água é utilizada como fluído de resfriamento para a remoção de calor de um sistema. Nas indústrias de processos, onde o resfriamento das diferentes unidades requer de um fluido de resfriamento, tal como água, a torre de resfriamento pode ser utilizada.

Sem medo de errar

Vamos lembrar que você está trabalhando numa indústria de laticínios. O seu líder pediu para você determinar qual será o gasto energético para um sistema de resfriamento com desumidificação do ar e um sistema de aquecimento com umidificação do ar a ser instalado nos ambientes de trabalho a serem construídos. A Figura 1.17 ilustra o sistema de condicionamento do ar.

Figura 1.17 | Ilustração (a) Resfriamento e desumificação, (b) Aquecimento e umidificação



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução

Vamos começar pela estação de verão, na qual deverá ser usado um resfriamento e um desumidificador. As condições do ar úmido na entrada são de umidade relativa do ar de 70%, 35 ºC e 1 atm (1,01325 bar) de pressão. O ar na saída deverá ser saturado a 25 ºC, portanto, assumiremos que a remoção de água do resfriamento acontece a 25ºC. A vazão de ar úmido é de $35 m^3/\text{min}$ e escoa em regime permanente. Além disso, podemos assumir o ar e vapor de água como gases ideais. A 25 ºC, a entalpia da água líquida saturada é $h_w = 104,89$ kJ/kg (MORAN et al., 2018). As condições de entrada e saída estão definidas.

Então, usando a carta psicrométrica a 1 atm (MORAN et al., 2018), encontramos as seguintes propriedades: $h_1 = 101,0$ kJ/kg de ar seco, $\omega_1 = 0,025$ kg de água/kg de ar seco, $v_1 = 0,909$ m³/kg de ar seco, $h_2 = 76,0$ kg/kg de ar seco, $\omega_1 = 0,02$ kg de água/kg de ar seco. Aplicando o balanço de massa, temos que:

(Balanço de massa de ar seco) $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$

(Balanço de massa da água) $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w + \dot{m}_{v2}$ *se*: $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ *e*, $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$

$$\omega_1 \dot{m}_a = \dot{m}_w + \omega_2 \dot{m}_a \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2)$$

Lembre-se que no resfriamento do ar, calor é retirado. Podemos usar a carta psicrométrica para a solução do problema. Assim, o balanço de energia será:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) + \dot{m}_w h_w \ .$$

Também vamos lembrar que a vazão mássica é dada por:

$$m_a = \frac{vazão\, volumétrica}{volume\, molar} = \frac{\upsilon}{v_1} = \frac{35 m^3/\text{min}}{0,909 m^3/kg \text{ de ar seco}} = 38,5 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

A vazão de remoção de água e o calor retirado no resfriador são dados por:

$$\dot{m}_w = 38,5 \frac{kg}{\text{min}} (0,025 - 0,02) = 0,1925 \frac{kg}{\text{min}}$$

$$\dot{Q} = 38,5 \frac{kg}{\text{min}} (101 - 76) + 0,1925 \frac{kg}{\text{min}} \left(104,89 \frac{kJ}{kg} \right) = 982,7 \frac{kJ}{\text{min}} \left| \frac{\text{min}}{60 s} \right| = 16,4 kW$$

Agora, vamos resolver a problematização para a estação de inverno, na qual será usado um aquecedor e umidificador. A entrada do ar é de 15 ºC e a umidade relativa do ar de 20%. As condições de saída do ar deverão ser 25 ºC, umidade relativa do ar de 50% e a umidificação será feita com vapor de água. A vazão do ar será de $35 m^3/\text{min}$ e a pressão do local de 1 atm. Algumas propriedades são necessárias para este problema. Do livro de MORAN et al. (2018), encontramos que o calor específico do ar (Tabela A-20, p. 784) é $c_p = 1,004 kJ/kg \cdot K$; A entalpia de vapor saturado (Tabela A-2, p. 751) a 15 ºC é $2528,9 kJ/kg$ e pressão de saturação de 0,01705 bar, e a entalpia de vapor

saturado a 25 ºC é $2547,2\,kJ/kg$ e pressão de vapor de 0,03169 bar. Na Figura 1.17b observamos que na seção de aquecimento $\omega_1 = \omega_2$. Porém na seção de umidificação, $\omega_3 > \omega_2$. O balanço de massa e energia, somente na seção de aquecimento, será:

(Balanço de massa de ar seco) $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$

(Balanço de massa da água) $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \quad \Rightarrow \quad \omega_1 \dot{m}_a = \omega_2 \dot{m}_a \quad \Rightarrow \quad \omega_1 = \omega_2$

(Balanço de energia) $\dot{Q} = m_a (h_2 - h_1)$

Na seção de aquecimento, precisamos calcular a pressão parcial de vapor na entrada:

$$p_{v1} = \phi p_{g_1} = (0,15)(0,01705) = 0,00256\,bar$$

A partir desse valor, é possível calcular a pressão parcial do ar:

$$p_a = p - p_{v1} = 1,01325 - 0,00256 = 1,01069\,bar = 101,069\,kPa$$

Logo, podemos calcular o volume específico, usando a equação de gases ideais $v_1 = RT/p$, com $R = 0,287\,kPa \cdot m^3/kg \cdot K$:

$$v_1 = \frac{0,287\,kPa \cdot m^3/kg \cdot K\,(273,15 + 15)K}{101,069\,kPa} = 0,8182\,\frac{m^3}{kg}$$

A vazão mássica do ar é:

$$m_a = V/v_1 = (35\,m^3/\text{min})/(0,8182\,m^3/kg) = 42,78\,kg/\text{min}$$

Com isso, temos que os resultados são: $p_{v1} = 0,00256\,bar$, $p_a = 1,01069\,bar$, $v_1 = 0,8182\,m^3/kg$ e $m_a = 42,78\,kg/\text{min}$ e $\omega_2 = \omega_1 = 0,00157$ kg de água/kg de ar seco.

Agora, você precisa determinar a entalpia h_1 e h_2 com a seguinte equação:

$$h_1 = c_p T + \omega_1 h_{g1} = (1,004\,kJ/kg \cdot K)(273,15 + 15)K + (0,00157)(2528,9\,kJ/kg) = 293,27\,kJ/kg$$
$$h_2 = c_p T + \omega_2 h_{g2} = (1,004\,kJ/kg \cdot K)(273,15 + 25)K + (0,00157)(2547,2\,kJ/kg) = 303,34\,kJ/kg$$

As entalpias são $h_1 = 293,27\,kJ/kg$, $h_2 = 303,34\,kJ/kg$. Os valores encontrados são substituídos na equação do balanço de energia:

$\dot{Q} = \left(42,78\,\frac{kg}{\text{min}}\right)\left(\frac{\text{min}}{60s}\right)(303,34 - 293,27)\frac{kJ}{kg} = 7,18\,kJ/s$ Obtendo-se a taxa de calor de: $\dot{Q} = 7,18\,kW$.

Se consideramos que a taxa total de calor, tanto para o resfriamento com desumidificação e aquecimento com umidificação, é de 15,5 kW e 7,18 kW, respectivamente, teremos um total de 22,68 kW. Se o custo de 1 kWh é R$ 0,42,

portanto, o custo total por dia (considerando 24h), será de R$ 228,61, e o custo por mês será de R$ 6.858,43.

Portanto, você pôde concluir que a solução da problematização proposta foi encontrada a partir da aplicação dos conceitos de resfriamento e desumidificação, assim como a formulação detalhada dos balanços de massa. Portanto, a solução do seu problema poderá ser apresentada a seu líder, mostrando que o objetivo foi atingido de maneira satisfatória.

Avançando na prática

Aquecimento de sala de laboratório

Descrição da situação-problema

Imagine que você está trabalhando em uma empresa de projetos de condicionamento de ar. Um cliente seu precisa instalar um sistema de aquecimento para uma sala de laboratório de controle de qualidade de produtos agrícolas. Você é informado que a cidade onde fica o laboratório tem uma pressão de 1 atm e umidade relativa do ar de 80%, variando muito pouco nas diferentes estações do ano. Então, existe interesse em instalar um aquecedor para fornecer um conforto térmico no laboratório na estação de inverno. O ar está a 15 °C e a umidade relativa do ar é de 80%. Espera-se que a temperatura aumente para 20 °C, mantendo uma vazão de ar de $30 m^3/\text{min}$. Portanto, você precisa determinar qual será a taxa de calor necessário para o aquecimento do laboratório.

Resolução da situação-problema

Para encontrar a taxa de calor para o aquecimento do laboratório, você pode considerar que não haverá umidificação, pois, o ar na localidade já é úmido durante todo o ano. Portanto, do balanço de massa e energia temos:

Balanço de massa de ar seco: $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$

Balanço de massa da água: $\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} \quad \Rightarrow \quad \omega_1 = \omega_2$

Balanço de energia: $\dot{Q} = m_a(h_2 - h_1)$

Com ajuda da carta psicrométrica a 1 atm (MORAN et al., 2018), determinamos que na entrada a 15 °C e 80% de umidade relativa, $h_1 = 36{,}5 kJ/kg$, $\omega_1 = \omega_2 = 0{,}0085 kg$ de vapor/kg de ar seco e volume específico $v_1 = 0{,}828 m^3/kg$ de ar seco. Na saída, a 20 °C, o valor da entalpia $h_2 = 47 kJ/kg$ e a umidade relativa na saída será de aproximadamente 43%.

A vazão de ar é calculada pela razão da vazão volumétrica pelo volume específico:

$$\dot{m}_a = \frac{\upsilon_1}{v_1} = \frac{30\,m^3/\text{min}}{0{,}828\,m^3/kg} = 36{,}23\frac{kg}{\text{min}}\left|\frac{\text{min}}{60\,s}\right| = 0{,}6038\frac{kg}{s}$$

Então, a taxa de calor para aquecimento será:

$$\dot{Q} = 0{,}6038\frac{kg}{s}(47{,}0 - 36{,}5)\frac{kJ}{kg} = 6{,}34kW$$

Portanto, conclui-se que, para aquecer uma sala de laboratório de controle de qualidade de produtos agrícolas usando uma vazão de ar de $30\,m^3/\text{min}$, a taxa de calor necessária deverá ser de 6,34 kW.

Faça valer a pena

1. O ar atmosférico é formado pelos gases nitrogênio, oxigênio, gás carbónico (CO_2) e gases nobres, como argônio, criptônio, hélio, neônio, radônio e xenônio, sendo o oxigênio o mais importante para a vida humana e de outros seres vivos do nosso planeta. A composição do ar pode ser expressa em função mássica ou molar, e o volume que cada elemento ocupa num determinado volume pode ser conhecido a partir da composição.

Um recipiente fechado a $25°C$ e 1 atm contém 4 gramas de nitrogênio (N_2) e 0,5 gramas de oxigênio (O_2), e sabe-se que a massa molecular de nitrogênio é 14,01 g/mol e do oxigênio é 16,00 g/mol. Qual será o volume total da mistura? Assumir comportamento de gás ideal para a mistura.

a) 9,28 L.
b) 5,45 L.
c) 8,14 L.
d) 6,54 L.
e) 7,74 L.

2. O gás natural é formado por uma mistura de compostos gasosos chamados de hidrocarbonetos. Na indústria do gás natural, uma parte é utilizada na obtenção da gasolina leve, usada como mistura em combustíveis automotivos, facilitando a partida a frio, e a outra em Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), apropriado para uso doméstico ou em sistemas de aquecimento.

Suponha que um reservatório fechado a uma pressão de 1 atm e 298K contenha 5 kg de metano, 3 kg de etano e 2 kg de propano. Se a massa molar do metano é 16,04 g/

mol, do etano é 30,07 g/mol e do propano é 44,1 g/mol, qual será a fração molar do metano, etano e propano, respectivamente?

a) $y_{met} = 0,6724;\ y_{eta} = 0,2384;\ y_{prop} = 0,0892$.
b) $y_{met} = 0,6823;\ y_{eta} = 0,2184;\ y_{prop} = 0,0993$.
c) $y_{met} = 0,6830;\ y_{eta} = 0,2343;\ y_{prop} = 0,0827$.
d) $y_{met} = 0,6823;\ y_{eta} = 0,2084;\ y_{prop} = 0,1093$.
e) $y_{met} = 0,6823;\ y_{eta} = 0,0993;\ y_{prop} = 0,2184$.

3. Para solucionar vários problemas de engenharia, sempre temos que fazer algumas considerações. É claro que temos que saber o que estaremos considerando, dependendo do que estamos querendo. Com base nos estudos, veremos uma aplicação em que são necessárias algumas considerações.

Temos 500 g de ar úmido, que está a 20 °C, 1 atm, 75% de umidade relativa e que será resfriado a 5 °C, mantendo-se a pressão constante. A temperatura de ponto de orvalho e a quantidade de vapor de água que se condensa (em kg) serão, respectivamente:

a) 15,4 °C e 0,00542 kg.
b) 17,4 °C e 0,01096 kg.
c) 15,4 °C e 0,00277 kg.
d) 17,4 °C e 0,00539 kg.
e) 16,0 °C e 0,01754 kg.

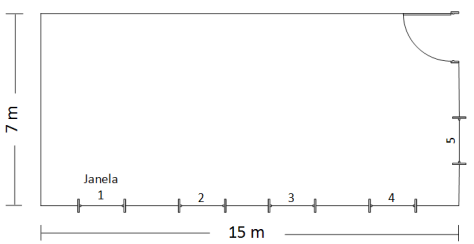
Carga Térmica de Refrigeração e de Aquecimento

Diálogo aberto

Você já deve ter ouvido sobre a necessidade de um sistema de resfriamento para diminuição da temperatura do motor de um carro, de seu interior ou até mesmo a diminuição da temperatura do interior de um recinto. A implementação de sistemas que resolvam essas necessidades deve levar em conta a qualidade do ar a ser fornecido ao local, pois dele depende um ambiente confortável e saudável. Conhecer a energia necessária para aquecer ou resfriar um recinto é importante, portanto, é necessário conhecer como devem ser determinadas essas cargas, conhecidas como cargas térmicas de aquecimento ou cargas térmicas de resfriamento.

Para entendermos melhor a aplicação desses conceitos sobre a qualidade de ar e cargas térmicas de aquecimento e resfriamento, vamos retomar o caso da indústria de laticínios em que você trabalha. Devido ao aumento nas vendas e demandas do produto, a fábrica tem aumentado a sua capacidade de produção e as instalações de trabalho. Uma nova construção foi feita, conforme a Figura 1.18, na qual deverão trabalhar os funcionários da fábrica.

Figura 1.18 | Planta da instalação de trabalho



Fonte: elaborada pelo autor.

A equipe de engenharia precisa saber quais serão as cargas térmicas de aquecimento e resfriamento das estações frias e quentes do ano, respectivamente, para poder prever futuramente a instalação dos respectivos equipamentos. Dessa forma, você foi escolhido para calcular as cargas térmicas de aquecimento e resfriamento, considerando que a nova sala de trabalho da fábrica está localizada em Porto Alegre e trabalharão nela 15 funcionários. A construção tem paredes de 3 m de altura, feitas com os seguintes materiais de construção: paredes de tijolo aparente de 100 mm com estuque externo de 10 mm e reboco de cimento interno de 10 mm. A parte superior do recinto (laje) é construída com bloco de concreto, à base de areia e cascalho de 200 mm; as janelas têm 1,20 m de comprimento por 1,0 m de altura, com vidro simples de folha normal e persiana média; há 10 lâmpadas

fluorescentes embutidas de 50 W, que estarão acesas durante 16 h, e uma porta de madeira de pinho, de 50 mm de espessura, de 2,1 m por 0,9 m.

Quais temperaturas podem ser admitidas no interior do ambiente de trabalho? Quais serão as informações necessárias para determinar a transmissão de calor no recinto? Como poderá ser relacionada a transmissão de calor com a carga térmica de aquecimento? O conteúdo desta seção se refere às condições de projeto, cargas térmicas de aquecimento e resfriamento, e orientará você a encontrar uma solução para esse problema. Para que tenha as ferramentas necessárias para começar o desenvolvimento dessa problematização, convido você para a leitura deste material.

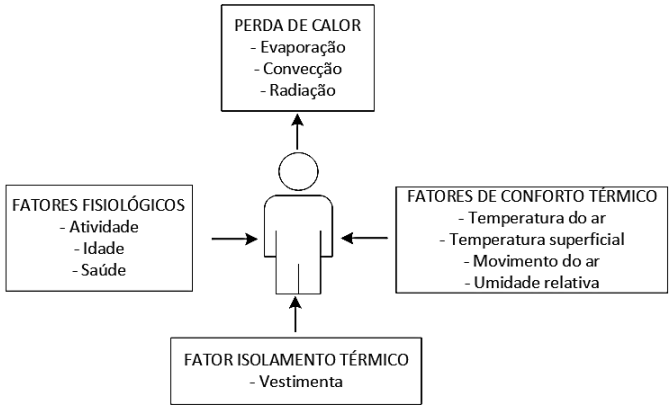
Não pode faltar

Conforto Térmico e Qualidade do Ar

Sabemos que o corpo humano tem uma grande capacidade de se adaptar, podendo suportar condições térmicas bastante diferentes, apenas necessitando um tempo para se acostumar. Contudo, às vezes, a temperatura e a umidade do ambiente externo podem variar tanto que nem o corpo humano é capaz de se adaptar, sendo necessário que as condições internas sejam controladas para nos dar conforto e um ambiente saudável.

Para mantermos a temperatura corporal, geramos calor por um processo metabólico, que pode ser afetado por alguns fatores fisiológicos, tais como saúde, idade e atividade. Esse calor gerado é perdido aos poucos, seja por convecção, quando a pessoa perde o calor gerado por meio do ar ambiente quando está em repouso ou exercendo um trabalho em ambiente condicionado, por radiação, quando as superfícies circundantes estão a uma temperatura menor que a temperatura corporal, ou devido à respiração e transpiração, tal como mostra a Figura 1.19.

Figura 1.19 | Fatores que influenciam o conforto térmico



Fonte: elaborada pelo autor.

Para alcançarmos o conforto térmico, também temos que lembrar dos quatro fatores ambientais envolvidos na liberação do calor, a saber: a temperatura do ar, a temperatura superficial, a umidade relativa e a velocidade do ar. Tais fatores agem juntamente ao tipo e a quantidade de vestimenta usada pelo indivíduo, além de seu nível de atividade exercida.

Reflita

Você acha que um ambiente que fornece condições de conforto térmico para uma pessoa saudável pode ser aceito como satisfatório para uma pessoa que esteja doente?

São considerados valores adequados para nos fornecerem um conforto térmico temperatura entre $20\ e\ 26°C$, umidade com temperatura de orvalho de 2 a $17°C$ e até $0{,}25 m/s$ de velocidade do ar.

Se estamos em ambientes mais quentes, o conforto térmico será maior se usarmos roupas leves e se houver maiores velocidades de ar. Já quando temos temperaturas baixas, nos sentimos confortáveis se estivermos usando roupas pesadas. Também devem ser consideradas as temperaturas das superfícies vizinhas, as quais também influenciam o conforto térmico.

Para que um ambiente seja confortável, também temos que garantir a qualidade do ar, isto é, garantir que esteja livre das fontes de poluição. Para isso, podemos utilizar a ventilação, a qual fornece ar ao ambiente, podendo ser ar externo, que dilui o contaminante, ar recirculado ou, ainda, uma proporção entre eles. Se for utilizar o ar externo, é importante que o ar seja de boa qualidade.

As taxas de ventilação de equipamentos de aquecimento ou resfriamento muitas vezes não podem ser uniformes, pois dependem da ocupação, por exemplo, se são permitidos fumantes numa área ou não. Tudo isso deve ser levado em consideração no projeto. Também deve ser avaliada a possibilidade de limpar ou filtrar o ar, a fim de recirculá-lo. A recirculação do ar é interessante para poupar energia quando o ar externo está em temperaturas muito altas ou muito baixas. A Tabela 1.4 mostra dados recomendados para ventilação com ar.

Tabela 1.4 | Recomendações do volume de ar externo para ventilação.

Tipo de ocupação	Número de pessoas por 100 m2 de área	Exigência de ar externo por pessoa, L/s	
		Fumantes	Não fumantes
Escritórios	7	10	2,5
Salas de reunião e espera	60	17,5	3,5
Vestíbulos	30	7,5	2,5

Fonte: adaptada de Stoeckers e Jones (1985).

A determinação da taxa de recirculação, de acordo com a norma *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), é dada por:

$$\dot{V} = \dot{V}_r + \dot{V}_m$$

Em que $\dot{V}$ é a taxa de suprimento de ar para ventilação (L/s); $\dot{V}_m$ é a taxa mínima de ar externo para uma determinada aplicação; e $\dot{V}_r$ é a taxa de recirculação de ar (L/s), que é dada por:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{V}_0 + \dot{V}_m}{E}$$

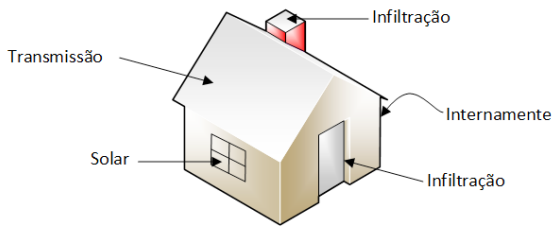
$\dot{V}_0$ é a taxa de ar externo para uma determinada aplicação (L/s) e E é a eficiência de remoção de contaminantes por meio da filtragem do ar. Então, quando estivermos fazendo o projeto de um sistema de ar condicionado, por exemplo, não podemos esquecer de cada um dos fatores comentados aqui, pois eles afetam desde a capacidade e o controle do sistema até a disposição dos dutos que serão utilizados.

Estimativa das Cargas Térmicas e Condições de Projeto

A avaliação cuidadosa de cada um dos fatores, tais como os climáticos, a presença de fontes internas de calor, o tipo de material utilizado na construção das paredes e o tamanho, nos ajuda nos cálculos da transferência de calor, estimando a capacidade dos componentes que integram o sistema, a fim de manter um conforto térmico no ambiente. Para os cálculos, normalmente são consideradas condições ambientais próximas das condições extremas.

Para fazermos os cálculos de cargas térmicas, existem vários métodos, mas todos levam em consideração os fatores que afetam as cargas térmicas, sendo divididos em quatro tipos, como mostra a Figura 1.20.

Figura 1.20 | Fatores que modificam a carga térmica



Fonte: elaborada pelo autor.

a) **Transmissão**: quando há perda ou ganho de calor; ocorre pela diferença da temperatura em um elemento da construção, por exemplo, paredes e teto.

b) **Solar**: quando a transferência de energia solar ocorre através de um componente do edifício que seja transparente ou quando é absorvida por um componente opaco, por exemplo, janelas.

c) **Infiltração**: quando há perda ou ganho de calor através de infiltração do ar externo no ambiente condicionado, por exemplo, portas.

d) **Geração interna**: resulta da liberação de energia que ocorre no interior do ambiente, por exemplo, lâmpadas, equipamentos e pessoas.

É claro que esses fatores podem alterar a temperatura do ambiente, mas o equipamento, seja de resfriamento ou aquecimento, deverá operar para que a temperatura fique agradável. Como condições de projeto para o cálculo das cargas térmicas de aquecimento estão as temperaturas de bulbo seco, tanto interna quanto externa. Para resfriamento, admite-se uma temperatura interna entre 24 - 26 $^{\circ}C$, e para aquecimento, uma temperatura interna entre 20 - 22 $^{\circ}C$ é aceitável. No inverno, a umidade relativa limita-se ao mínimo de 30% e, no verão, ao máximo de 60%.

Já as condições de projeto para o cálculo das cargas térmicas de resfriamento envolvem, além da temperatura de bulbo seco, a intensidade de radiação solar e a umidade. Neste caso, o critério das condições limite é adotado em referência aos extremos de intensidade de radiação solar. Então, há a necessidade de se fazer diferentes cálculos para obtermos a carga térmica de resfriamento máxima, como para várias horas do dia ou vários dias do ano. Além disso, ainda devemos levar em consideração a orientação do ambiente e sua localização geográfica.

A Tabela 1.5 fornece as temperaturas externas de projeto, usando o critério dos 97,5% para o inverno, para diferentes localidades. Há também o critério dos 2,5%, que admite que a temperatura pode ser excedida em apenas 2,5% das horas durante os meses de junho a setembro, além da temperatura de bulbo úmido correspondente no verão.

Tabela 1.5 | Temperaturas de projeto para algumas cidades

	Inverno	**Verão**
Cidade	**Temperatura, $^{\circ}C$ 97,5% bulbo seco**	**Temperatura, $^{\circ}C$ 2,5% bulbo seco/bulbo úmido**
Porto Alegre	4	33/24
Recife	21	31/25
Rio de Janeiro	16	33/26
Salvador	20	31/26
São Paulo	8	29/23

Fonte: adaptada de Stoeckers e Jones (1985).

Por exemplo, em Recife, a temperatura externa no inverno é de 21 $°C$ e, no verão, de 31 $°C$.

Carga térmica de aquecimento

A carga térmica de aquecimento de um ambiente depende da carga térmica originada da transmissão térmica pelas paredes, janelas, teto, etc., e da carga de ventilação e de infiltração do ar interno do ambiente. A carga térmica, devido à transmissão de calor, é obtida pela seguinte equação.

$$q = \frac{A \cdot \Delta t}{R_{tot}} = UA(T_e - T_i)$$

Sendo que

$$UA = \frac{1}{R_{tot}}$$

U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m^2K); A é a área (m^2); $T_e - T_i$ é a diferença da temperatura externa e interna (K ou $°C$); R_{tot} é a resistência térmica total (K/W); e q é a transmissão térmica (W). A diferença de temperatura $T_e - T_i$ dependerá da estação do ano, seja inverno ou verão. A Tabela 1.6 mostra algumas resistências térmicas referentes a 1 m^2 de área superficial, e o inverso da condutividade térmica (k) para diferentes materiais de construção.

Tabela 1.6 | Resistência térmica referente à unidade de área para materiais de construção

Materiais	$1/k, (m \cdot K/W)$	$R, (m^2 \cdot K/W)$
Exteriores: Tijolo aparente	0,76	
Tijolo comum	1,39	
Estuque	1,39	0,04
Bloco de concentro, areia e cascalho, 200 mm		0,18
Laterais de madeira compensada, 10 mm		0,10
Laterais de alumínio ou aço e isolante 10 mm		0,32
Revestimento: Madeira compensada	8,66	
Placas de fibra, densidade normal, 13 mm		0,23
Placas de madeira aglomerada com resina	7,35	
Telhados: Telhado pré-moldado 10 mm		0,06
Concreto: À base de areia e cascalho	0,55	
Agregado leve	1,94	
Materiais isolantes: Manta de fibra mineral, 75-90 mm		1,94
Enchimento de fibra mineral, 160 mm		3,35
Materiais interiores: Estuque de 15 mm		0,08
Rebocos à base de cimento	1,39	

Materiais	$1/k, (m \cdot K/W)$	$R, (m^2 \cdot K/W)$
Rebocos à base de gesso leve 16 mm		0,066
Madeira pinho macia.	8,66	
Vidro Plano	$U, (W/m^2K)$	
	Verão	Inverno
Vidro simples	5,9	6,2
Folha dupla, 6 mm de espaço de ar	3,5	3,3

Fonte: adaptada de Stoeckers e Jones (1985).

Saiba mais

Informações sobre a condutividade térmica de materiais de construção podem ser encontradas no Apêndice A, Tabela A.3, do livro:
BERGMAN, T.L.; et al. **Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora Ltda, 2014.

Lembre-se que a resistência térmica *(R)* de alguns materiais da Tabela 1.6 pode ser calculada multiplicando $1/k$ pela espessura do material (L), ou seja, $R = L(1/k)$.

Exemplificando

Imagine uma parede de 10 m^2 feita com tijolo comum, de espessura de 12,5 cm. Temos que a parte externa é revestida com estuque de 10 mm e, no interior, com gesso de 16 mm. Qual é a carga térmica se a diferença de temperatura é 8 $°C$?

Resolução:

A Tabela 1.6 apresenta as resistências térmicas dos materiais. Portanto, temos que:

- Tijolo comum espessura de 12,5 cm: $R = L(1/k) = 0{,}125(1{,}39) = 0{,}174$
- Estuque de 10 mm: $R = L(1/k) = 0{,}01(1{,}39) = 0{,}014$
- Gesso de 16 mm: $R = 0{,}066$

A resistência total é:

$R_{tot} = 0{,}174 + 0{,}014 + 0{,}066 = 0{,}254\, m^2 \cdot K/W$.

Lembre-se, as escalas Celsius e Kelvin são iguais, portanto, a diferença entre duas temperaturas, seja em Kelvin ou em Celsius, será a mesma. Então, a carga térmica de aquecimento será:

$$q = \frac{A \cdot \Delta t}{R_{tot}} = \frac{10m^2}{0{,}254\, m^2 \cdot K/W}(8{,}0K)$$

Portanto:

$q = 314{,}96\ W$

Carga de ventilação e de infiltração

A penetração de ar por infiltração do exterior para o interior de um recinto afeta a temperatura do ar assim como a umidade. O efeito sobre a temperatura é denominado *calor sensível,* e o efeito sobre a umidade, *calor latente*. Assim, as cargas internas, devido à presença de pessoas num recinto, têm componentes sensíveis e latentes, enquanto a transmissão de calor na estrutura de um recinto representa cargas sensíveis. A carga de ventilação e infiltração, devido à entrada de ar externo, é expressa pelas seguintes equações:

$$q_{\text{ventilação}} = 1{,}23 \cdot \dot{Q}\left(T_e - T_i\right) \qquad q_{\text{infiltração}} = 3000 \cdot \dot{Q}\left(\omega_e - \omega_i\right) \qquad q_{total} = q_{\text{ventilação}} + q_{\text{infiltração}}$$

Em que, q é a carga (W), T é a temperatura externa (T_e) e interna (T_i), $\dot{Q}$ é a vazão em volume de ar externo (L/s), que pode ser considerado igual ao valor de $\dot{V}_o$ (L/s) da Tabela 1.4, e ω é a umidade absoluta (kg de vapor de água/kg ar seco) externa (ω_e) e interna (ω_i). A ventilação é a entrada forçada de ar em um recinto usando um equipamento. Assim como o ar entra, ele deve sair. A infiltração não é fácil de ser controlada, de forma que muitas construções são projetadas para serem limitadas a um mínimo, realizando a vedação das superfícies externas, uso de portas giratórias ou mantendo a pressão interna do local ligeiramente maior que a pressão externa.

Assimile

É importante determinar cuidadosamente a carga térmica de aquecimento, sem esquecer nenhum dos lugares onde exista transmissão de calor, pois o projeto de um sistema de aquecimento dependerá do valor determinado.

Cargas térmicas de resfriamento

A carga térmica de resfriamento é a quantidade de energia a ser extraída de um lugar devido ao aquecimento, a fim de fornecer um conforto térmico. Ela resulta da contribuição da carga de geração interna de calor, carga térmica de insolação de superfícies transparentes e cargas de insolação em superfícies opacas.

A **carga de geração interna de calor** se refere ao calor gerado devido ao aquecimento de lâmpadas, à presença de pessoas e aos equipamentos

em funcionamento. O calor gerado pelas lâmpadas depende da potência da lâmpada. A carga térmica produzida por lâmpadas é dada pela seguinte equação.

$$q = (\text{potência da lâmpada})(F_u)(F_r)(FCR)$$

Em que F_u é o fator ou fração de lâmpadas sendo usadas; F_r é o fator do reator de lâmpadas fluorescentes igual a 1,2; e FCR é o fator de carga térmica de resfriamento dado na Tabela 1.7.

Tabela 1.7 | Fator de carga térmica (*FCR*) de resfriamento para iluminação

N° de horas após as luzes se acenderem	**Lâmpadas embutidas sem ventilação Horas de operação**		**Lâmpadas penduradas e ventiladas Horas de operação**	
	10	16	10	16
8	0,82	0,87	0,95	0,95
9	0,84	0,88	0,96	0,96
10	0,85	0,89	0,07	0,97
11	0,82	0,90	0,22	0,98
12	0,29	0,91	0,18	0,98
13	0,26	0,92	0,14	0,98

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

Pessoas realizando uma atividade também tem um gasto energético. Assim, o calor liberado por uma pessoa, dependendo da atividade, é apresentado na Tabela 1.8. Vale ressaltar que esses valores são apenas uma média.

Tabela 1.8 | Calor devido dos ocupantes

Atividade	**Calor liberado, W**	**Calor sensível liberado, %**
Sono	70	70
Sentado, quieto	100	60
Em pé	150	50
Andando, 3 km/h	305	35
Trabalho de escritório	150	55
Aula (professor)	175	50
Trabalho Industrial	300-600	35

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

A **carga térmica de insolação através de superfícies transparentes** é dada quando uma superfície transparente recebe calor por insolação, por exemplo, uma janela de vidro, cuja transferência de calor resultante depende das características físicas da superfície. Para uma janela de vidro transparente, a energia solar, devido à insolação que atravessa a superfície (q_{sg}), considerando o estado estacionário, é dada pelo Fator de Ganho de Calor por Insolação (FGCI) (W/m^2) e pelo coeficiente de sombreamento (CS), que

permite incluir o efeito de sombreamento interno. Portanto, a energia solar que passa por uma janela é dada pela equação:

$$q_{sg} = A\left(FGCI_{\max}\right)\left(CS\right) \ .$$

A Tabela 1.9 apresenta os valores de fator de ganho de calor por insolação para vidro claro, para diferentes meses do ano, e a Tabela 1.10 apresenta valores de coeficiente de sombreamento para diferentes vidros, com e sem sombreamento interno.

Tabela 1.9 | Valores máximos do FGCI ($FGCI_{max}$) para vidro ensolarado (W/m^2)

	N/sombra	NE/NO	L/O	SE/SO	S	Horizontal
32° latitude norte						
Dezembro	69	69	510	775	795	500
Janeiro, Novembro	75	90	550	785	775	555
Fevereiro, Outubro	85	205	645	780	700	685
Março, Setembro	100	330	695	700	545	780
Abril, Agosto	115	450	700	580	355	845
Maio, Julho	120	530	685	480	230	865
Junho	140	555	675	440	190	870

N = Norte; NE = Nordeste; NO = Noroeste; L/O = Leste/Oeste; SE/SO = Sudeste/Sudoeste; S = Sul

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

Tabela 1.10 | Coeficiente de Sombreamento (CS)

Tipo de Vidro	Espessura	Sem sombra/	Persiana		Cortinas tipo rolô	
	(mm)	Interno	Médio	Claro	Escuro	Claro
Vidro simples: folha normal	3	1,00	0,64	0,55	0,59	0,25
Laminado	6-12	0,95	0,64	0,55	0,59	0,25
Absorvedor	6	0,70	0,57	0,53	0,40	0,30
Folha dupla: folha normal	3	0,90	0,57	0,51	0,60	0,25
Laminado	6	0,83	0,57	0,51	0,60	0,25
Reflectivo	6	0,2-0,4	0,2	-	-	-

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

Na **carga de insolação de superfícies opacas**, temos que a energia solar dissipada em uma parede é refletida, em parte, na forma de convecção e radiação, e a outra parte é transmitida ao interior ou absorvida temporariamente. Para estimar a carga térmica de insolação, temos que levar em consideração o efeito de armazenamento térmico da estrutura. Para isso, é introduzido um parâmetro denominado Diferença de Temperatura para a Carga de Resfriamento (DTCR), que considera o calor recebido por insolação e a capacidade térmica da parede. O fluxo de calor através da parede, considerando o armazenamento térmico, pode ser expresso por:

$$q_p = UA(DTCR)$$

A Tabela 1.11 apresenta valores de DTCR de resfriamento em paredes, para uma parede constituída de blocos de concreto com 100 mm de espessura e isolamento de 25 a 50 mm ou de tijolo de 100 mm com isolamento. Para outros tipos de paredes ensolaradas, consulte a referência da Tabela 1.11.

Tabela 1.11 | Diferença de Temperatura para Carga de Resfriamento em paredes ensolaradas

Hora solar	Orientação							
	N	NE	L	SE	S	SO	O	NO
13	8	16	24	24	15	10	8	7
14	9	15	22	23	19	14	11	9
15	11	15	20	22	21	20	16	12
16	12	15	19	20	22	24	22	15
17	12	15	18	19	21	28	27	19
18	13	14	17	17	19	30	32	24
19	13	13	15	16	17	29	33	26
20	13	12	13	14	15	25	30	24
DTCRmax	13	17	25	24	22	30	33	26

Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

Lembre-se que, para estimar a carga de resfriamento, você deve conhecer as temperaturas do exterior de bulbo seco de verão e a de bulbo úmido. Você deve escolher a temperatura adequada do interior do recinto e determinar os coeficientes de transferência de calor das paredes do edifício, ignorando as paredes internas do recinto, lembrando que o valor calculado de *U* para resfriamento e aquecimento diferem no sentido do fluxo de calor. Além disso, deve-se estimar a taxa de infiltração ou ventilação com o ar externo e, com base na localização e orientação, deve-se determinar o ganho de calor por insolação. Finalmente, você deve estimar a carga de aquecimento interno, devido a luzes, equipamentos ou pessoas, e somar todas as cargas para determinar a carga total máxima de aquecimento ou resfriamento.

Sem medo de errar

Você está trabalhando numa fábrica de laticínios, e devido à expansão da fábrica, foi construído um novo ambiente de trabalho, onde irão trabalhar 15 funcionários. Você foi indicado pelo seu líder para determinar as cargas térmicas de aquecimento e resfriamento do ambiente de trabalho, como mostrado anteriormente na Figura 1.18, a partir da qual você pôde verificar que a sala tem 5 janelas de vidro simples, de folha normal, 1,2 m de comprimento por 1,0 m de

altura e persiana média, bem como uma porta de madeira de pinho 50 mm de 2,1 m por 0,9 m. As paredes têm 3 m de altura e os materiais de construção são: paredes de tijolo aparente de 100 mm com estuque externo de 10mm, reboco de cimento interno de 10 mm. A parte superior do recinto (laje) é construída com bloco de concreto, à base de areia e cascalho, de 200 mm, e há 10 lâmpadas embutidas fluorescente de 50 W, que ficam acesas durante 16 h.

Primeiramente, verificamos as temperaturas externas no inverno e no verão. Segundo a Tabela 1.5, em Porto Alegre, a temperatura externa no inverno pode ser admitida como $4\,°C$. Então, a temperatura interna pode ser, conforme condições do projeto, $22\,°C$, e a umidade relativa admitida de 40%. No verão, a temperatura externa pode ser admitida como $33\,°C$, a temperatura interna, conforme indicado pelas condições do projeto, como $25\,°C$ e a umidade relativa admitida como 50%. Agora, vamos determinar a carga térmica de aquecimento devido à transmissão e ventilação. Para a transmissão térmica, devemos determinar as áreas das paredes, janelas e portas. Em seguida, determinaremos as resistências térmicas e, finalmente, a carga térmica total. Assim:

$$\text{Área janela} = 5(1{,}2\times 1) = 6m^2 \qquad \text{Área porta} = 2{,}1\times 0{,}9 = 1{,}89m^2 \qquad \text{Área laje} = 7\times 15 = 105m^2$$
$$\text{Área parede} = \left[2(3\times 7) + 2(3\times 15)\right] - 6 - 1{,}89 = 124{,}11m^2$$

As resistências térmicas das paredes, da porta, da laje e dos vidros, segundo a Tabela 1.6, são:

Parede: tijolo aparente de 100 mm = 0,1(0,76) = 0,076 m^2K/W; estuque de 10 mm = 0,01(1,39) = 0,0139 m^2K/W; reboco de cimento interno de 10 mm = 0,01(1,39) = 0,0139 m^2K/W.

A resistência total nas paredes é de 0,076+0,0139+0139 = 0,1038 m^2K/W.

A resistência da porta de madeira de pinho de 50 mm = 0,05(8,66) = 0,433 m^2K/W.

A resistência da laje de bloco de concreto, areia e cascalho, de 200 mm = 0,18 m^2K/W.

O coeficiente global de transferência de calor do vidro é de 6,2 W/m^2K.

Assim, a carga por transmissão total pelas paredes, pela porta, pela laje e pelas janelas é:

$$q = \frac{A\cdot\Delta t}{R_{tot}} = UA(T_e - T_i)$$
$$q = \left.\frac{124{,}11(4-22)}{0{,}1038}\right|_{parede} + \left.\frac{1{,}89(4-22)}{0{,}433}\right|_{porta} + \left.\frac{105(4-22)}{0{,}18}\right|_{laje} + 6{,}2(6)(4-22)\Big|_{Janela}$$
$$q = -22610{,}3\,W$$

A vazão de ar externo para ventilação recomendada, segundo a Tabela 1.4, para 15 pessoas não fumantes ocupando um espaço de 105 m^2 é de 2,5 L/s. A carga de ventilação será:

$$q_{\text{ventilação}} = 1,23 \cdot \dot{Q}\left(T_e - T_i\right) = 1,23(2,5)(4-22) = -55,35W$$

Portanto, a carga térmica de aquecimento é a soma das cargas de transmissão térmica e ventilação,

$$q_{\text{carga aquecimento}} = -22610,3 - 55,35 = -22665,7 = -22,7kW$$

Vale ressaltar que a carga de aquecimento determinada aqui não considera o calor gerado pelas lâmpadas acesas, nem o calor proveniente dos ocupantes. Agora, faça o cálculo desses dois calores e determine a carga térmica de aquecimento, que é o resultado da subtração do valor do calor gerado pelas lâmpadas e calor dos ocupantes do valor calculado acima.

Feito isso, vamos determinar a carga térmica de resfriamento: o procedimento é o mesmo para a carga térmica de aquecimento, porém, a temperatura exterior, no verão, é de 33 $°C$, e a temperatura interna deverá ser de 25 $°C$. Assumindo que as resistências térmicas não variam com a estação de verão, então, podemos considerar as mesmas da Tabela 1.6. No caso do vidro, o valor dos coeficientes de transferência de calor é 5,9 W/m^2K. Portanto, a transmissão térmica será:

$$q = \frac{A \cdot \Delta t}{R_{tot}} = UA(T_e - T_i)$$

$$q = \left.\frac{124,11(33-25)}{0,1038}\right|_{parede} + \left.\frac{1,89(33-25)}{0,433}\right|_{porta} + \left.\frac{105(33-25)}{0,18}\right|_{laje} + \left.5,9(6)(33-25)\right|_{Janela} = 14550,1W$$

A carga de ventilação será:

$$q_{\text{ventilação}} = 1,23 \cdot \dot{Q}\left(T_e - T_i\right) = 1,23(2,5)(33-25) = 24,6W$$

Assumindo que os funcionários realizam trabalhos de escritório, o calor gerado pelos ocupantes, segundo a Tabela 1.8, é de 150 W por ocupante, tendo um total de 2250 W para os 15 ocupantes.

Segundo a Tabela 1.7, o fator de carga térmica de resfriamento para iluminação por lâmpada embutida, acesa durante 16 horas e sem ventilação, é de 0,91, com todas as lâmpadas instaladas e funcionando corretamente. A carga térmica produzida para as 10 lâmpadas fluorescentes será:

$$q = (\text{potência da lâmpada})(F_u)(F_r)(FCR) \qquad com\ F_r = 1,2$$

$$q = 10\left[50(1)(1,2)(0,91)\right] = 546,0W$$

A carga térmica de resfriamento para o ambiente de trabalho será a soma de todas as cargas, assim:

$$\text{Carga térmica de resfriamento} = 14550{,}1 + 24{,}6 + 2250 + 546 = 17370{,}7\,W$$

A carga térmica de resfriamento para o ambiente de trabalho será de 17,4 kW. Veja que a maior carga é devida à transmissão térmica, e ela poderia diminuir caso as paredes e laje estivessem isoladas.

Veja que, no final da solução deste problema, você conseguiu utilizar os conceitos aprendidos nesta seção, estimando as cargas térmicas e levando em consideração as condições do projeto.

Avançando na prática

Insolação de recintos de trabalho

Descrição da situação-problema

Imagine que você está trabalhando em uma empresa que presta consultoria em projetos de sistemas de aquecimento e resfriamento. O seu líder recebe um cliente que tem um problema de aquecimento em uma sala de computadores de sua empresa devido ao calor que entra por uma janela com cortinas rolô claras internas e vidro simples de 3 mm, com dimensões de 3 m de comprimento por 1,5 m de altura. A sua localização é latitude 32° na face sul, com insolação no mês de julho, na estação de verão. A fim de projetar um equipamento de resfriamento, faz-se necessário determinar o ganho de calor pelas janelas, sabendo que a condição de temperatura interna da sala é de 25 $°C$ e a temperatura externa de 36 $°C$. O seu líder pede para você determinar qual será o ganho de calor pelas janelas da sala de computadores.

Resolução da situação-problema

Você tem todas as informações necessárias para a solução dessa nova problematização. Vamos começar pelo cálculo da Transmissão térmica pelo vidro. Da Tabela 1.6, tem-se:

Vidro simples, U = 5,9 W/m^2K (valor para a estação de verão)

Área do vidro: A = (3)(1,5) = 4,5 m^2

$$q_{vidro} = UA(T_e - T_i) = (5{,}9)(4{,}5)(36 - 25) = 292{,}05\,W$$

Para determinar a energia solar que passa através da janela, você precisa do máximo valor do fator de ganho de calor por insolação, que pode ser obtido na Tabela 1.9. Considerando a face sul e latitude 32° do mês de julho, temos que:

$$FGCI_{max} = 230\ W/m^2$$

Da Tabela 1.10, o coeficiente de sombreamento para vidro simples de 3 mm, com cortinas rolô claras, é CS = 0,25. Assim, a energia solar que passa através da janela pode ser determinada com a seguinte equação:

$$q_{sg} = A\left(FGCI_{max}\right)\left(CS\right)$$
$$q_{sg} = (4,5)(230)(0,25) = 258,75W$$

Portanto, o ganho de calor pela janela será a contribuição do calor ganho por transmissão térmica e a energia solar que passa pela janela.

$$\text{Ganho de calor} = 292,05 + 258,75$$
$$\text{Ganho de calor} = 550,8W$$

Veja que o valor de 550,8 W é a energia total que entra pela janela, e esta deverá ser suprida por um equipamento de resfriamento.

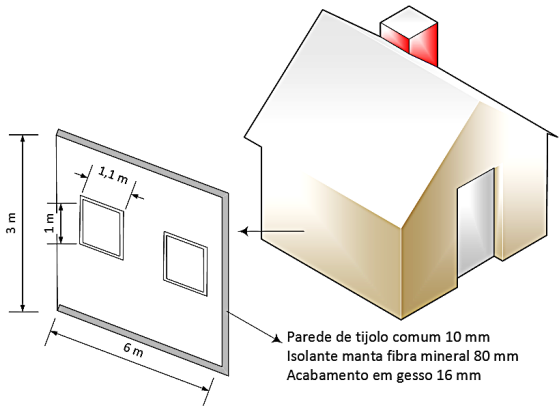
Faça valer a pena

1. As cargas térmicas de aquecimento e resfriamento precisam ser cuidadosamente determinadas para, posteriormente, projetar-se um equipamento para resfriamento ou para aquecimento. Dependendo dos materiais de construção e isolamento térmico usados, uma construção pode ter uma redução da carga térmica.

Quais cargas devem ser determinadas para determinar a carga térmica de aquecimento?
a) Carga de transmissão térmica de calor e carga em superfícies opacas e transparentes.
b) Carga de geração térmica de calor e carga de ventilação e infiltração.
c) Carga de transmissão térmica e carga de geração térmica de calor.
d) Carga térmica de insolação em superfícies opacas e transparentes.
e) Carga de transmissão térmica e carga de ventilação e infiltração.

2. As formas de energia transferidas pelas paredes e tetos de um recinto são formas de calor dissipadas, sejam do exterior para o interior ou o contrário. Normalmente, em dias quentes, o calor devido às altas temperaturas do meio ambiente é transferido para o interior de um recinto, elevando sua temperatura, o que acaba gerando desconforto térmico para as pessoas.
Considere uma parede externa de uma casa em Porto Alegre, com 3 m de altura e 6 m de comprimento, como mostra a Figura.

Figura | Transmissão de calor através de uma parede.



Fonte: elaborada pelo autor.

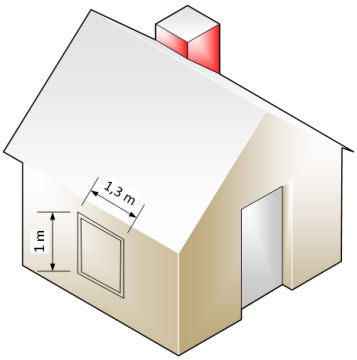
A parede é feita de tijolo comum, de 100 mm de espessura, com isolante de manta de fibra mineral, de 80 mm, e um acabamento interior de 16 mm de gesso. A parede tem 2 janelas de vidro simples, de 1 m de altura por 1,1 m de comprimento. Se a temperatura no interior for 25 , qual será a perda de calor na parede?

a) -145,7 W.
b) -162,2 W.
c) -345,8 W.
d) -180,0 W.
e) -190,0 W.

3. O aquecimento de prédios, casas ou salas de trabalho se deve ao calor dissipado do exterior ao interior do recinto e ao calor interno devido a lâmpadas, pessoas, etc. Em épocas de verão, de calor intenso, os ambientes são aquecidos com a transmissão de calor pelas paredes ou através das janelas. Para determinar a carga térmica de resfriamento, é imprescindível conhecer as temperaturas e as características necessárias do local para qual será feito o projeto.

Qual deverá ser a carga térmica de resfriamento de um recinto, como mostra a Figura abaixo, com uma janela de 1,3 m de comprimento por 1 m de altura, com face nordeste, em um local a $32°$ latitude norte, no mês de julho? A janela é de folha dupla, com 6 mm de espaço de ar. O vidro e as cortinas interiores, tipo rolô, apresentam um coeficiente de sombreamento combinado de 0,60. A temperatura interna do recinto é de $25\ °C$, e a externa, $30\ °C$. Há duas lâmpadas de 200 W funcionando ininterruptamente. Assinale a alternativa correta:

Figura | Transmissão de calor através de uma janela.



Fonte: elaborada pelo autor.

a) 596,6 W.
b) 435,9 W
c) 732,5 W.
d) 636,2 W.
e) 567,2 W.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401:** Instalações centrais de ar-condicionado para conforto- parâmetros básicos de projeto. Rio de Janeiro, p. 17. 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1:** Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro, p. 60. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2:** Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro, p. 7. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-3:** Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, p. 24. 2008.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** Tradução Fernando Luiz Pellegrini Pessoa e Eduardo Mach Queiroz. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017. 694 p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado.** Tradução José M. Saiz Jabardo, Euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior e Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481 p.

Unidade 2

Sistema de condicionamento de ar

Convite ao estudo

Devido aos problemas ambientais e ao aquecimento de nosso planeta, as pessoas estão mais preocupadas com a qualidade e temperatura do ar. Os sistemas de condicionamento de ar podem apresentar configurações variadas, envolvendo sistemas de resfriamento e aquecimento do ar. Os resfriadores garantem a desumidificação do ar, enquanto o aquecedor regula a temperatura do ar e a umidade.

Um estudo mais detalhado deste material permitirá conhecer e compreender os sistemas de condicionamento de ar e seus equipamentos. Com o conhecimento dos diferentes sistemas de condicionamento de ar e componentes envolvidos, tais como ventiladores, dutos, controle pneumático, etc., você poderá identificar os equipamentos e componentes dos sistemas de condicionamento de ar, assim como saberá aplicar etapas de um projeto de um sistema de controle.

Com o conteúdo deste material, você terá a capacidade de propor soluções a problemas que você poderá encontrar no exercício da sua vida profissional. Então, para melhor aplicar as informações e conceitos deste material, vamos propor e trabalhar com três situações para as quais você deverá apresentar soluções. Imagine que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de projetos de refrigeração e condicionamento de ar. Esta empresa foi contratada por uma fábrica de peças de automóveis para resolver alguns problemas nas suas instalações.

Primeiramente, a fábrica tem um prédio com duas salas coletivas onde é necessára a implementação de um sistema de condicionamento de ar. O seu líder optou por implementar um sistema com reaquecimento terminal e, para isso, será necessário determinar a taxa de remoção de calor na serpentina do resfriado e a taxa de calor necessária no aquecedor desse sistema para manter um ambiente de trabalho a uma temperatura de 25°C. Além disso, precisa verificar o impacto no aumento ou diminuição nas taxas de calor quando a temperatura diminui a 23°C.

Numa segunda etapa, para o sistema de reaquecimento terminal, será necessário fazer um projeto da distribuição de ar, o dimensionamento dos dutos e avaliar a circulação e ventilação de ar transportado. Para isso, será

necessário definir os diâmetros de saída dos dutos a que serão acoplados os difusores nos ambientes, bem como determinar a eficiência e potência do ventilador centrífugo.

Na terceira etapa, o projeto do sistema de condicionamento de ar prevê a escolha de um tipo de resfriador e desumidificador de ar para a remoção de umidade do ar que será fornecido ao recinto, assim como o projeto de controle do sistema de condicionamento de ar. Você, como engenheiro da empresa consultora, precisa escolher qual tipo de serpentina, bem como determinar a área da serpentina para a transferência de calor com o ar que irá para o sistema de condicionamento do ambiente.

Os sistemas de condicionamento de ar foram projetados somente para o conforto térmico ou também para o fornecimento de um ar mais saudável? Qual sistema de condicionamento de ar é mais econômico?

A primeira seção desta unidade trata sobre os diferentes sistemas de condicionamento de ar, desde o mais simples, o sistema zona simples clássico, até o sistema de água. A segunda seção trata de dimensionamento de dutos, circulação de ar, ventiladores, distribuição de ar, características de bombas e projeto de sistemas de distribuição de água. E, finalmente, na terceira seção serão abordados os tipos de resfriadores e desumidificadores de ar, remoção de umidade, controladores pneumáticos, elétrico e eletrônico em condicionadores de ar, assim como o projeto de controle.

Seção 2.1

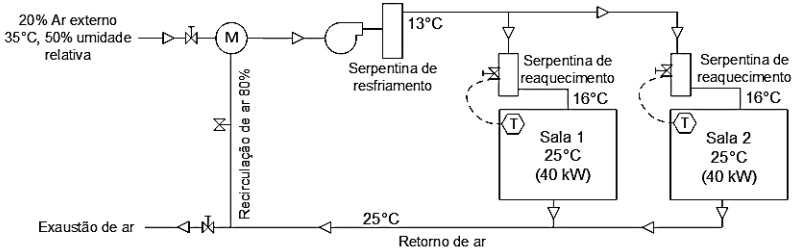
Sistemas de condicionamento de ar

Diálogo aberto

Caro aluno, sabe-se que, para amenizar o calor em lugares fechados, como prédios, hospitais, teatros, etc., são necessários sistemas que permitam a entrada de ar fresco, ameno e com temperaturas adequadas a fim de garantir o conforto térmico das pessoas. Assim, os sistemas de condicionamento de ar são muito utilizados para esse propósito. Geralmente, esses sistemas possuem uma serpentina de resfriamento e outra de aquecimento. Além disso, existe uma ampla variedade de redes de dutos e sistemas de controle de temperatura nos recintos. Dependendo do sistema escolhido, uma parte do ar pode ser recirculado e misturado com ar externo antes de entrar nas serpentinas de resfriamento e aquecimento para logo entrar no recinto. Portanto, para o condicionamento de ar de um recinto, a fim de manter uma temperatura e umidade desejadas, é necessário saber a quantidade de ar que deve ser fornecido e a temperatura do ar externo. No final, a carga térmica do sistema de condicionamento de ar vai depender do gasto de energia no resfriador e no aquecedor do ar.

Para levar esses assuntos a uma forma prática, sabendo e conhecendo o fundamento de um sistema de condicionamento de ar, vamos pensar que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de projetos de refrigeração e condicionamento de ar. A empresa tem que realizar o projeto de um sistema de condicionamento de ar para duas salas de trabalho de uso coletivo de uma fábrica de peças de automóveis. Seu líder, depois de avaliar o local onde será executado o projeto, decidiu por implementar o sistema de condicionamento de ar com reaquecimento terminal. Assim, ele lhe pede para determinar qual será a taxa de calor removido na serpentina do resfriador e na serpentina do aquecedor, e também a vazão de ar necessária para fornecer ar para cada sala, sabendo que a carga sensível em cada ambiente é de 40 kW (assumir que o calor específico do ar de $1{,}0 kJ/kg \cdot K$). O ar na entrada do sistema deverá ser composto por 80% de recirculado e 20% de ar externo. A temperatura do ar externo é de 35°C e 50% de umidade relativa, a temperatura do ar na saída da serpentina do resfriador deverá ser de 13°C, e na saída da serpentina do aquecedor de 16°C. A temperatura no interior da sala de trabalho deve ser mantida a 25°C. Além disso, o seu líder quer saber qual será o impacto na taxa de calor do resfriador e do aquecedor, caso a temperatura nas salas diminua para 23°C. A Figura 2.1, mostra o condicionamento de ar pelo sistema de reaquecimento terminal e as informações necessárias do projeto.

Figura 2.1 | Condicionamento de ar para salas de trabalho



Fonte: elaborada pelo autor.

Será que é importante conhecer as cargas sensível e latente no ambiente a ser condicionado? Porque o controle de umidade no ambiente é importante? Existe um sistema de condicionamento de ar preferencial?

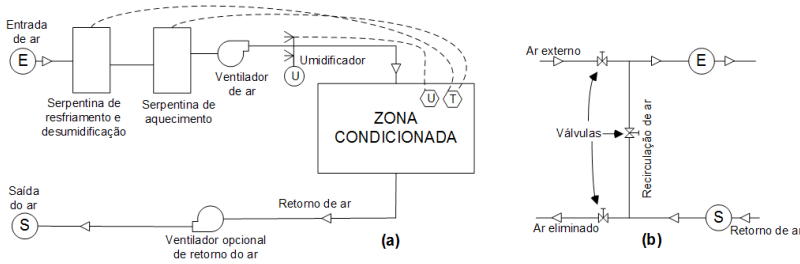
Para solucionar este problema, convidamos você a ver o conteúdo de condicionamento de ar em zona simples clássica, zonas múltiplas com reaquecimento terminal, com volume de ar variável. O conhecimento teórico colocado em prática é a coisa mais importante da vida profissional e, para isso, devemos sempre buscar essa relação. Então, como precisamos ainda aprender, está na hora de começar a leitura deste material para enriquecer seu conhecimento e colocá-lo em prática. Bons estudos!

Não pode faltar

Sistema zona simples clássico

Na Seção 3 da Unidade 1, vimos como determinar as cargas térmicas de resfriamento e aquecimento de um espaço condicionado. Nesta seção, vamos tratar sobre a configuração dos componentes dos sistemas de distribuição de ar ou água, responsáveis pela transferência de calor entre o espaço condicionado e o sumidouro (ou ar externo). Uma configuração típica é o sistema zona simples clássico, o qual é útil para aplicações em grandes espaços, como auditórios e laboratórios, onde o condicionamento de ar deve ser realizado com muito rigor. Os componentes desse sistema, seja para aquecimento e umidificação ou para resfriamento e desumidificação, são representados na Figura 2.2.

Figura 2.2 | Sistema zona simples clássico: (a) sem recirculação de ar; (b) com recirculação de ar.



Fonte: elaborado pelo autor.

Como pode ser observado na Figura 2.2 (a), dependendo das condições externas, esse sistema funciona tanto para resfriamento e desumidificação quanto para aquecimento e umidificação. Temos que o ar externo entra pelo ponto *E*, dirigindo-se para as serpentinas de resfriamento e aquecimento, ventilador e umidificador, para logo dirigir-se à zona condicionada. Antes do ponto de saída, *S*, é indicado colocar um ventilador de retorno de ar para evitar aumento da pressão na zona condicionada. Assim, o importante para este sistema é manter um minucioso controle da vazão de ar externo na entrada. Por outro lado, a zona condicionada deve ter um controle de temperatura, realizado através de um termostato, *T,* que manda um sinal para a serpentina de resfriamento ou aquecimento, ajustando assim a temperatura. Da mesma forma, a umidade é controlada através de um umidostato, *U,* que controla a entrada de água no umidificador.

Em ambientes fechados, com pessoas, é indicada a ventilação com ar externo e o condicionamento de ar é indicado para manter o conforto. Assim, é indispensável uma vazão mínima de entrada de ar externo, entre 10 a 20% da vazão total de ar fornecido (insuflado) ao recinto. Casos especiais, como em hospitais, o ar de ventilação tem que ser totalmente externo, sem recirculação de ar. Na Figura 2.2 (b), é mostrado um sistema com parte do retorno do ar sendo recirculada e a outra sendo eliminada, sendo que a parte recirculada é misturada com ar externo para entrar no ponto *E*. Esse sistema é controlado por válvulas (*dampers*) a fim de controlar a vazão nas linhas.

Reflita

Imagine o condicionamento de ar numa sala de conferências dividida em fumantes e não fumantes. Pensando na área de fumantes, seria necessário recircular o ar passando por um filtro ou, talvez, seria necessária uma percentagem de fornecimento de ar externo?

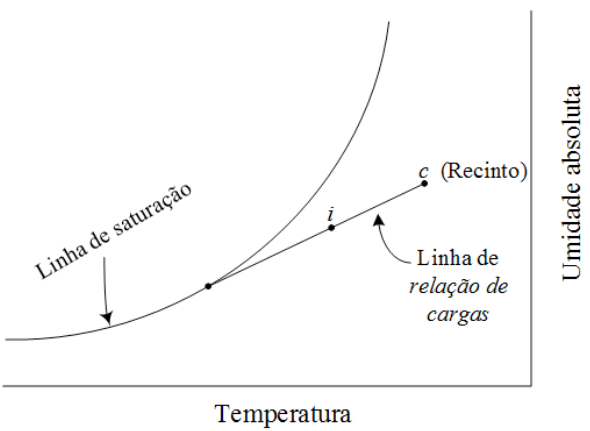
Para um projeto de um sistema zona simples, num sistema de condicionamento de ar que tenha uma adição de carga sensível e latente, seja do meio exterior ou interior, a temperatura e umidade absoluta do ar fornecido devem ser menores que os do ambiente condicionado. A relação entre as cargas sensível e latente pode ser determinada traçando uma linha entre as cargas sensível de resfriamento, q_s, (kW) e a carga latente, q_L (kW), como mostra a Figura 2.3. Qualquer ponto *i* sobre essa linha de *relação de cargas*, fornecerá a relação de carga pela seguinte equação:

$$\frac{c_p\left(t_c - t_i\right)}{h_c - h_i} = \frac{q_s}{q_s + q_L}$$

Em que c_p é o calor específico do ar, h_c e h_i são a entalpias no recinto e no ponto *i*, respectivamente, e t_c e t_i são as temperaturas no recinto e no ponto *i* qualquer, respectivamente. Vale ressaltar que a carga sensível é igual a $q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t$, sendo que Δt é a variação da temperatura.

A projeção da linha de *relação de cargas* entre as condições de temperatura e umidade do recinto e o ponto *i* fornece a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido na saída do resfriador ou do aquecedor, para um sistema zona simples, como visto na Figura 2.3.

Figura 2.3 | Linha de relação de cargas para um processo de resfriamento e desumidificação vista através de uma carta psicrométrica.



Fonte: elaborada pelo autor.

A vazão de ar fornecida ao recinto será: $$\dot{m} = \frac{q_s}{c_p\left(t_c - t_i\right)} = \frac{q_s + q_L}{h_c - h_i}$$

Exemplificando

Uma sala condicionada deverá estar a 20°C e 50% de umidade relativa. A sala apresenta uma carga sensível de 70 kW e carga latente de 30 kW. Qual a temperatura em que a linha da relação de cargas intercepta a linha de saturação? Assumir $c_p = 1{,}004\, kJ/kg \cdot K$.

Solução: A razão de cargas está dada pela seguinte equação:

$$\frac{c_p\left(t_c - t_i\right)}{h_c - h_i} = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{70}{70+30} = 0{,}7$$

Na temperatura de 20°C e umidade relativa de 50%, através da carta psicrométrica (MORAN et al., 2018), temos que $h_c = 38{,}5\, kJ/kg$. Para determinar a linha, escolhemos uma temperatura arbitrária, t_i, menor que 20°C, exemplo 10°C e, então, calculamos h_i, assim:

$$\frac{1{,}004\left(20-10\right)}{38{,}5 - h_i} = 0{,}7 \text{ Ou seja, } h_i = 24{,}16\, kJ/kg$$

Usando a carta psicrométrica, a projeção da linha da relação de cargas para os pontos *c* (condições do recinto 20 $^{\circ}C$ e 50%) e *i* (condições de 10 $^{\circ}C$ e $h_i = 24{,}16\, kJ/kg$), tem-se que a temperatura na linha de saturação é de 4°C de bulbo seco e 4°C de bulbo úmido.

Sistemas de zonas múltiplas

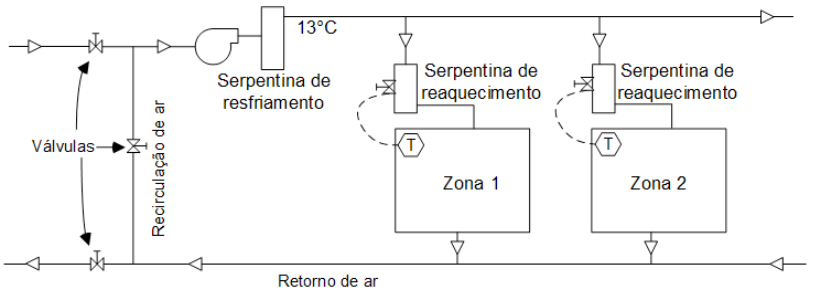
O condicionamento de ar a partir da utilização de um sistema para cada zona em um determinado prédio não é economicamente viável, portanto, é comum empregar um único sistema central que envolva vários espaços, como: salas, corredores, andares, ou até mesmo todos os ambientes interiores do prédio. Em geral, esse sistema é controlado por um único termostato.

Em aplicações de **sistemas com reaquecimento terminal**, é empregada uma variedade de redes de dutos, com diversas localizações de serpentinas e diversas estratégias de controle. Esse sistema está baseado no resfriamento de todo o ar até uma temperatura próxima de 13°C, para garantir a desumidificação. Logo, é feito o reaquecimento em cada zona, que é controlado por um termostato localizado no próprio lugar (em cada zona), fornecendo ar nas condições desejadas e especificadas. A serpentina de reaquecimento pode ser de água quente ou com resistência elétrica.

As vantagens do sistema de reaquecimento terminal é que usa um sistema de dutos que ocupa pouco espaço e tem um excelente controle das condições ambientais em cada zona, mesmo se a zona tiver uma variação de carga térmica. Esse sistema mostra uma desvantagem, que é o elevado consumo de energia para o resfriamento e para o reaquecimento. No entanto, uma forma

de reduzir o consumo de energia seria aumentando a temperatura do ar frio até um valor suficiente, de modo a desligar uma das serpentinas de reaquecimento. Um sistema de reaquecimento terminal é mostrado na Figura 2.4.

Figura 2.4 | Sistema com reaquecimento terminal

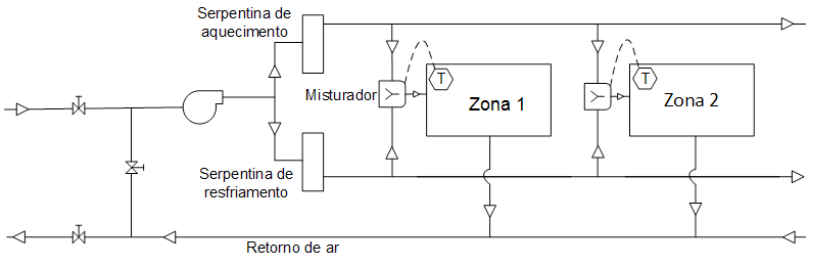


Fonte: elaborada pelo autor.

Outra forma de reduzir o consumo de energia, seria reaproveitando a energia de sistemas, por exemplo, do refrigerador, em que a energia rejeitada no condensador serviria com fonte para o reaquecimento do ar.

Outro sistema utilizado é o **sistema de duplo duto ou multizona**. Nele, o ar que vem do ventilador é dividido em duas partes, sendo que uma parte vai para serpentina de aquecimento e a outra vai para a serpentina de resfriamento, conforme mostra a Figura 2.5.

Figura 2.5 | Sistema de duplo duto.



Fonte: elaborada pelo autor.

Antes da entrada do ar nos espaços condicionados há uma caixa de mistura controlada por um termostato na qual é feita a mistura de ar quente e ar frio nas devidas proporções, a fim de manter a zona na temperatura desejada. Esse sistema é bem sensível às mudanças de carga em cada zona, acomodando simultaneamente o resfriamento em algumas zonas e o aquecimento em outras. Uma desvantagem desse sistema é que são necessárias duas redes de dutos com tamanhos suficientes

para comportar a vazão total do sistema. Quando houver períodos nos quais ocorrem resfriamento e aquecimento simultaneamente, haverá a diminuição da eficiência energética. Haverá outros casos em que a temperatura do ar externo é baixa o suficiente para chegar aos 13°C sem que haja a necessidade de operar a serpentina de resfriamento, economizando energia e tornando-o mais econômico. Uma boa eficiência energética pode ser alcançada em clima quente, no qual a temperatura do duto quente pode ser baixa, ou ainda melhor, a serpentina de aquecimento pode ser desligada.

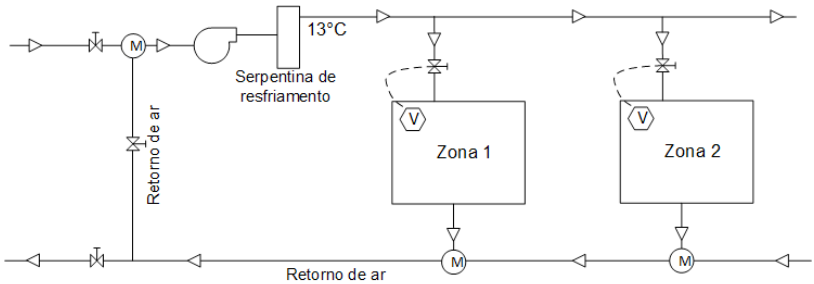
O sistema multizona é termicamente análogo ao sistema de duplo duto, mas a configuração difere, pois as caixas de mistura estão agrupadas na unidade central e dutos individuais transportam o ar misturado para cada zona.

Sistemas com volume de ar variável

Devido às más características energéticas dos sistemas com volume de ar constante apresentados até o momento, principalmente durante as cargas baixas de aquecimento ou resfriamento, as preferências mudaram em novos projetos para sistemas com volume de ar variável (VAV). Existe um grande número de variações de sistemas VAV e também um número de combinações possíveis de VAV com outros sistemas. As três configurações mais importantes são: VAV somente resfriamento ou aquecimento, VAV com reaquecimento e VAV com duplo duto.

No **sistema VAV somente de resfriamento** (Figura 2.6), temos uma única corrente de ar frio, que atende a todas as zonas, e um termostato em cada zona, que regula uma válvula para controlar a vazão de ar frio para cada zona.

Figura 2.6 | Sistema de volume de ar variável com serpentina de refrigeração



Fonte: elaborada pelo autor.

A característica de energia desejável desse sistema é que operando a baixas cargas de resfriamento a vazão de ar é reduzida, de modo que a capacidade de resfriamento necessária na serpentina seja correspondentemente reduzida. Este tipo de sistema é muito utilizado em espaços interiores de edifícios que não têm cargas de aquecimento, nos quais somente cargas de resfriamento prevalecem. O sistema apresenta um problema para cargas de resfriamento muito baixas em razão da diminuição da vazão de ar, que cai tanto que resulta em uma má distribuição de ar e/ou ventilação.

O **sistema VAV somente de aquecimento** tem a mesma estrutura daquela apresentada na Figura 2.6, mas no lugar da serpentina de resfriamento temos a serpentina de aquecimento, que fornece uma fonte de ar quente à temperatura constante. As condições adaptáveis a um sistema VAV somente de aquecimento são bastante raras na construção de sistemas de condicionamento de ar.

O **sistema VAV com reaquecimento** é similar ao da Figura 2.6, diferindo somente que em cada zona é colocada uma serpentina de reaquecimento. A sequência de controle se dá assim que as cargas de resfriamento caem, com a válvula reduzindo a vazão de ar para a faixa de 25 a 30% da vazão total. Nesse ponto, a vazão de ar se mantém constante e a serpentina de reaquecimento é ativada. O sistema VAV com reaquecimento supera uma série de deficiências do sistema VAV somente de resfriamento, pois esse sistema fornece um meio de obter distribuição de ar e ventilação adequadas sem pagar a penalidade do alto gasto de energia utilizada em aplicações de reaquecimento em volume constante.

Temos ainda o **sistema VAV com duplo duto**, semelhante àquele apresentado na Figura 2.5, exceto pelas características de fluxo das caixas de mistura. Em vez de fornecer uma vazão constante de ar misturado, as válvulas são dispostas de modo que as vazões de ar quente e frio caiam consideravelmente antes que a outra corrente comece a fornecer ar, tendo como resultado uma vazão variável de ar na zona, mas, pela escolha apropriada das características de controle, a vazão de ar mínima desejada é garantida.

Assimile

Tanto o sistema **VAV de duplo duto** quanto o sistema **VAV com reaquecimento** fornecem toda a flexibilidade dos sistemas de duplo duto e de reaquecimento convencionais, uma vez que uma zona pode mudar de aquecimento para resfriamento, enquanto outras zonas podem ser fornecidas tanto com aquecimento como com resfriamento, ao mesmo tempo.

Sistema de água

Sabemos que a transferência final de calor no espaço condicionado deva ser de ou para o ar externo. Porém, nos sistemas de água, o aquecimento e resfriamento são realizados somente através da distribuição da água. O ar externo para ventilação deve ser fornecido e condicionado em cada zona. As unidades terminais mais comumente usadas para este sistema são as de serpentina-ventilador (*fan coil*), convectores (que são superfícies quentes por onde passa o ar a ser aquecido), dentre outros. O sistema ocupa pouco espaço e, geralmente, é o sistema de custo mais baixo disponível, mas não apresenta controle de umidade e a ventilação pode ser incerta, mesmo se aberturas externas forem fornecidas em cada unidade terminal. Quando estamos em clima frio, algumas precauções devem ser tomadas quando há abertura para o ar externo, pois pode ocorrer o congelamento das serpentinas, por exemplo. Como há a necessidade de se ter um dreno de condensado em cada serpentina, a manutenção destes sistemas deve ser um fator mais significante do que em sistemas a ar, em que a desumidificação pode ser realizada em um local central.

As unidades de serpentina-ventilador podem ter sistemas de distribuição de água de dois ou quatro tubos. O sistema de dois tubos tem uma única serpentina e o sistema pode aquecer ou resfriar, mas não é possível aquecer algumas zonas enquanto as outras estão sendo resfriadas.

Os sistemas de água podem usar convectores que não têm ventilador, os quais são muito usados para aquecimento e raramente são usados para resfriamento, devido ao problema de drenagem do condensado.

Saiba mais

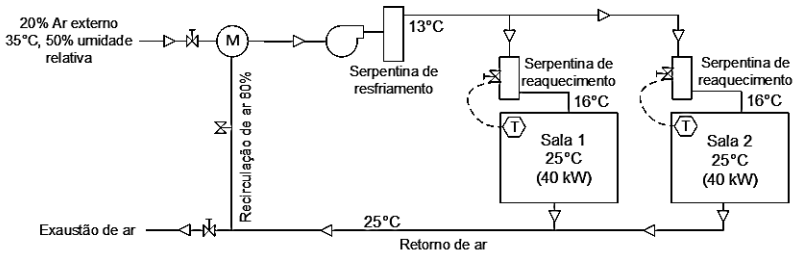
Para você saber mais sobre sistemas de climatização, convidamos a ler o artigo a seguir:

REIS, B. L.; BARBOSA, R. M.; MENDES, N. HVAC-LST – Software de Simulação de Sistemas de Climatização. **Encontro Nacional de Conforto no Ambiente**, Maceió, p. 1602-1611, 2005.

Com os assuntos abordados nesta seção, você já tem o conhecimento necessário para aplicá-los na prática, o que é de grande importância para fixar os conteúdos aprendidos.

Retomando a problematização proposta, você está trabalhando como engenheiro numa empresa de projetos de refrigeração e condicionamento de ar. Seu líder tem um projeto para condicionamento de ar de duas salas de trabalho de uso coletivo dos funcionários de uma fábrica de peças de automóveis. O condicionamento de ar prevê a instalação de um sistema com reaquecimento terminal. Ele pede para você determinar a taxa de calor removido na serpentina do resfriador e do aquecedor, além da vazão de ar necessária fornecer a cada sala (assumir que o calor específico do ar é $1{,}0 kJ/kg \cdot K$), sabendo que a carga sensível em cada ambiente é de 40 kW. Você sabe que o ar na entrada principal do sistema é composto por 80% de ar recirculado e 20% de ar externo, a uma temperatura de 35°C e 50% de umidade relativa. Além disso, na saída da serpentina do aquecedor o ar deverá estar a 16°C. A temperatura no interior da sala de trabalho deve ser mantida a 25°C. Por último, seu líder quer saber qual será o impacto no aumento ou diminuição da taxa de calor do resfriador e aquecedor, caso a temperatura nas salas diminua para 23 °C. Para entender e compreender melhor as informações do sistema de condicionamento de ar, vamos ver a Figura 2.1.

Figura 2.1 | Condicionamento de ar para salas de trabalho



Fonte: elaborada pelo autor.

Primeiramente, vamos a determinar a vazão de ar que deverá entrar nas salas. Sabemos que a carga sensível é de 40 kW e a temperatura na sala deve ser 25°C. Também é conhecida a temperatura na entrada da sala de 16°C. Então, usando a seguinte equação temos:

$$\dot{q}_s = \dot{m} c_p \Delta t$$

Portanto, temos que:

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}_s}{c_p \Delta t} = \frac{40 kW}{1{,}0 kJ/kg \cdot K (25-16)°C} = 4{,}444 \frac{kg}{s}$$

A vazão de ar que deverá entrar em cada sala será de $4,444 kg/s$ e, como são duas salas, então, a vazão de retorno de ar será de $8,888 kg/s$.

Ou seja, o valor de $8,888 kg/s$ de ar é a quantidade que deverá entrar na serpentina de resfriamento para depois ser dividida pela metade para cada sala. Portanto, se essa quantidade é composta por 80% de ar recirculado e 20% de ar do exterior, então as quantidades de ar externo e do ar recirculado serão:

$$Ar\ externo = \frac{8,888 \times 20}{100} = 1,778 \frac{kg}{s} de\ ar\ externo$$

$$Ar\ recirculado = \frac{8,888 \times 80}{100} = 7,110 \frac{kg}{s} de\ ar\ recirculado$$

Se a sala é mantida a 25°C, para determinar a taxa de calor removido no resfriador é necessário saber a temperatura na entrada do resfriador. Ela pode ser calculada no ponto da mistura (M).

$$q_{ar\,ext} + \dot{q}_{ar\,recir} = \dot{q}_{ent\ resf}$$

$$\left(1,778 \frac{kg}{s}\right)\left(1,0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(35°C) + \left(7,110 \frac{kg}{s}\right)\left(1,0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(25°C) = \left(1,778 \frac{kg}{s}\right)\left(1,0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)\left(t_{ent\ resf}\right)$$

$$t_{ent\ resf} = 27,0°C$$

Portanto, a taxa de calor na serpentina de resfriamento e a taxa de calor na serpentina de aquecimento serão:

$$\dot{q}_{resfriamento} = \dot{m} c_p \Delta t = \left(8,888 \frac{kg}{s}\right)\left(1,0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(27-13)°C \quad \Rightarrow \quad \dot{q}_{resfriamento} = 124,432 kW$$

$$\dot{q}_{aquecedor,sala1} = \dot{m} c_p \Delta t = \left(4,444 \frac{kg}{s}\right)\left(1,0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(25-16)°C \quad \Rightarrow \quad \dot{q}_{aquecimento} = 39,996 kW$$

Veja que o calor na serpentina de aquecimento é de 39,996 kW para 1 sala, considerando que são duas salas, então, a taxa de calor de aquecimento será de $(2)(39,996) = 79,992 kW$.

Dessa forma, para manter a sala a 25°C, a taxa de calor total deverá ser de: $(124,432 + 79,992) = 204,4 kW$

Agora, se a temperatura da sala for mantida em 23°C, considerando que a vazão de ar permanece constante, a temperatura na entrada da serpentina do resfriador, no ponto M da Figura 2.1 será:

$$\left(1{,}778\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)(35°C)+\left(7{,}110\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)(23°C)=\left(1{,}778\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)\left(t_{ent\ resf}\right)$$

$$t_{ent\ resf}=25{,}4°C$$

As taxas de calor nas serpentinas de resfriamento e aquecimento, serão:

$$\dot{q}_{resfriamento}=\dot{m}c_p\Delta t=\left(8{,}888\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)(25{,}4-13)°C \quad\Rightarrow\quad \dot{q}_{resfriamento}=110{,}211kW$$

$$\dot{q}_{aquecedor,sala1}=\dot{m}c_p\Delta t=\left(4{,}444\frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)(23-16)°C \quad\Rightarrow\quad \dot{q}_{aquecimento}=31{,}108kW$$

Considerando que temos 1 aquecedor para cada sala, a taxa de calor no aquecedor será 62,216 kW. Portanto, a taxa total de calor será de 172,4 kW.

Com esses resultados em mãos, você pode concluir que, se a temperatura das salas de trabalho for reduzida de 25°C para 23°C, haverá uma diminuição da taxa de calor em 32 kW (204,4 kW - 172,4 kW).

Veja que, aplicando o conhecimento dos assuntos abordados nesta seção, você chegou corretamente à solução do seu problema.

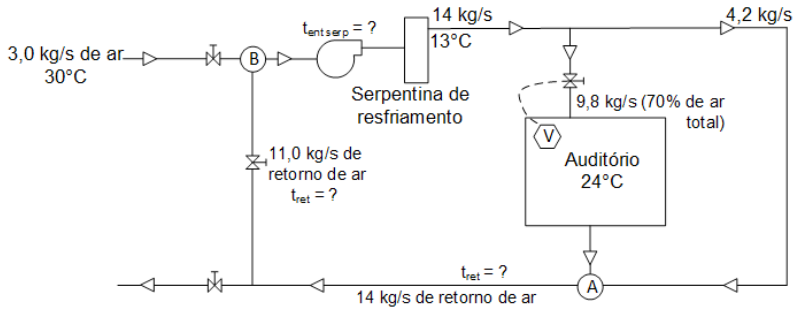
Avançando na prática

Condicionamento de ar da sala de auditório de um prédio

Descrição da situação-problema

Vamos pensar que você, um engenheiro recém-formado, está trabalhando numa empresa de projetos de condicionamento de ar que recebeu de um cliente a demanda para elaboração de um projeto de condicionamento de ar de uma sala de auditório de um prédio. O seu líder deseja que você determine qual será a carga térmica de resfriamento para um sistema com volume de ar variável (VAV). As vazões e temperaturas no sistema estão mostrados na Figura 2.7. As vazões já foram estimadas segundo as cargas sensível e latente que deverão existir no auditório.

Figura 2.7 | Sistema com volume de ar variável para condicionamento de ar de um auditório.



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

Como pode ser visto na Figura 2.7, o volume de ar fornecido ao auditório deverá ser de 70%. Para resolver seu problema, você primeiramente precisa calcular qual será a temperatura de retorno de ar, t_{ret} e, depois, calcular a temperatura na entrada na serpentina, $t_{ent\,serp}$. No misturador de ar, no ponto "A", pelo balanço de energia, tem-se:

$$q_{auditorio} + q_{recir} = q_{ret}$$

$$\left(\dot{m}c_p t\right)_{aud} + \left(\dot{m}c_p t\right)_{recir} = \left(\dot{m}c_p t\right)_{ret}$$

$$9{,}8\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)\left(24°C\right) + 4{,}2\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)\left(13°C\right) = 14{,}0\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)t_{ret}$$

$$t_{ret} = 20{,}7°C$$

Agora você sabe que a temperatura do retorno de ar é de 20,7°C. Aplicando um balanço no ponto "B", determina-se a temperatura na entrada da serpentina, $t_{ent\,serp}$.

$$q_{ar\,externo} + q_{retorno} = q_{ent\,serp}$$

$$3{,}0\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)\left(30°C\right) + 11{,}0\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)\left(20{,}7°C\right) = 14{,}0\frac{kg}{s}\left(1{,}0\frac{kJ}{kg\cdot K}\right)t_{ent\,serp}$$

$$t_{ent\,serp} = 22{,}69°C$$

Você sabe agora que a temperatura na entrada da serpentina de resfriamento é de 22,69°C e a temperatura de saída de 13°C. Então, a taxa de calor de resfriamento será de:

$$q_{ser} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t = \left(14 \frac{kg}{s}\right)\left(1{,}0 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)(22{,}69 - 13)°C = 135{,}66 kW$$

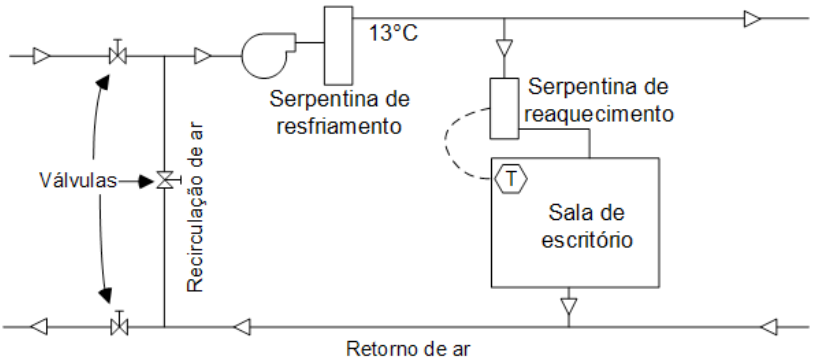
Portanto, a taxa de calor de resfriamento do sistema com volume de ar variável é de 135,66 kW.

Faça valer a pena

1. Os sistemas de condicionamento de ar permitem fornecer ar a um ambiente para manter o conforto térmico. Entre os sistemas de condicionamento de ar, tem-se uma combinação de resfriamento e, posterior, reaquecimento do ar a fim de garantir um insuflamento de ar no recinto, na temperatura e umidade relativa adequadas.

Uma sala de escritório tem que ser mantida a 23°C e 40% de umidade relativa. A sala tem uma carga térmica sensível de 30,0 kW e uma carga térmica latente de 4,28 kW. Um sistema de condicionamento de ar é equipado para reaquecer o ar que sai da serpentina de resfriamento a 13°C, conforme Figura. A serpentina de resfriamento tem a capacidade de resfriar o ar até 11°C e 80% de umidade relativa. Considerando que a capacidade calorífica é de $1{,}0 kJ/kg \cdot K$, qual será a vazão de ar?.

Figura | Aquecimento de uma sala de escritório.



Fonte: elaborada pelo autor.

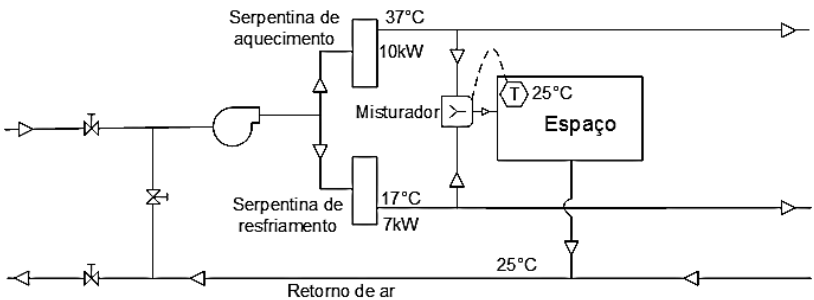
Assinale a alternativa correta:

a) $2,5 kg/s$.
b) $3,5 kg/s$.
c) $2,7 kg/s$.
d) $2,1 kg/s$.
e) $3,0 kg/s$.

2. Quando um espaço ou recinto de um prédio precisa ter um sistema de condicionamento de ar, alguns tipos de sistemas podem ser escolhidos para a implementação do projeto. Alguns sistemas que podem ser usados são o sistema zona simples, sistema com reaquecimento terminal ou um sistema de duplo duto ou multizona.

Um espaço condicionado com o sistema de duplo duto (Figura) apresenta uma carga térmica de aquecimento de 10 kW e uma carga sensível de resfriamento de 7 kW. O espaço deve ser mantido a 25°C e as temperaturas nos dutos frio e quente são de 17°C e 37°C, respectivamente. Se o ar de retorno é de 25°C, qual será a taxa de aquecimento e resfriamento, se a condição parcial de carga de resfriamento for de 5 kW? Considere o calor específico do ar igual a $1,0 kJ/kg \cdot K$.

Figura | Sistema de duplo duto



Fonte: elaborada pelo autor.

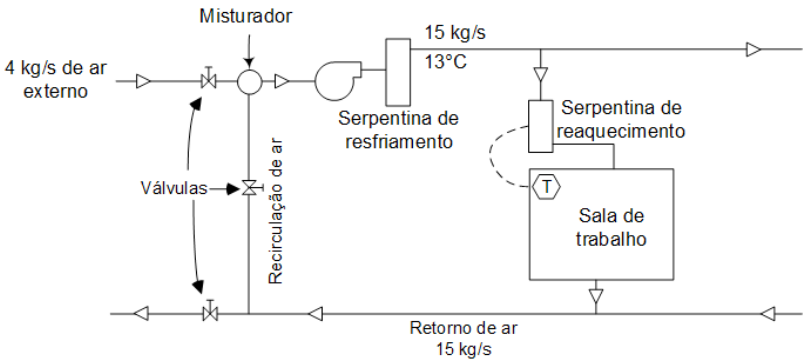
Assinale a alternativa correta:

a) Taxa aquecimento 2,4 kW e taxa de resfriamento 1,2 kW.
b) Taxa aquecimento 6,2 kW e taxa de resfriamento 1,2 kW.
c) Taxa aquecimento 1,2 kW e taxa de resfriamento 7,5 kW.
d) Taxa aquecimento 1,2 kW e taxa de resfriamento 6,2 kW.
e) Taxa aquecimento 2,4 kW e taxa de resfriamento 6,2 kW.

3. O condicionamento de ar em recintos envolve um gasto energético devido ao consumo de energia nas serpentinas de resfriamento e aquecimento. As taxas de energia na serpentina de resfriamento e aquecimento podem variar de acordo com a variação da temperatura que deve ser mantida no recinto e com a quantidade de retorno de ar utilizado.

O condicionamento de uma sala de trabalho de uma empresa funciona com um sistema com reaquecimento terminal com reciclo. Tem-se que 15 kg/s de ar são fornecidos diretamente na sala, sendo que o sistema recebe uma vazão de ar externo de 4 kg/s a 30°C e 40% de umidade relativa. A sala de trabalho tem uma carga sensível de 110 kW e a carga latente é desprezível. A temperatura de ar na saída da serpentina de resfriamento é de 13°C. Se a temperatura interna da sala de trabalho é de 25°C, qual será a percentagem de aumento ou diminuição da taxa de remoção de calor no resfriamento se a temperatura da sala for diminuída para 23°C quando o calor específico do ar for igual a $1{,}0\,kJ/kg \cdot K$?

Figura | Resfriamento pelo sistema com reaquecimento terminal.



Fonte: elaborada pelo autor.

Assinale a alternativa correta:

a) Aumentará 25%.
b) Diminuirá 18%.
c) Aumentará 18%.
d) Diminuirá 11%.
e) Aumentará 11%.

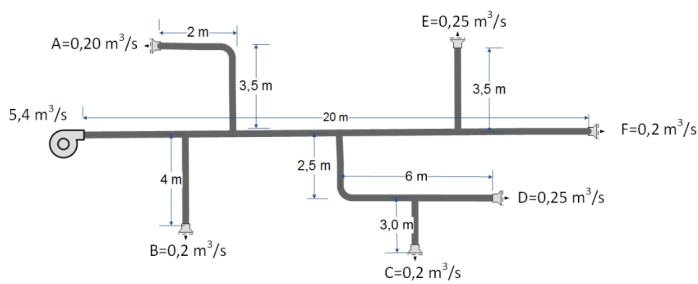
Dutos, ventiladores, tubulações e bombas

Diálogo aberto

Caro aluno, sabemos que um sistema de condicionamento de ar deve prever uma circulação adequada e uma dispersão homogênea de ar no lugar a ser condicionado. Normalmente, em centros com grande movimento de pessoas, tais como hospitais, usando um ventilador, o ar é conduzido através de dutos isolados termicamente para uma serpentina de resfriamento do ar e, posteriormente, para os ambientes a serem condicionados, conhecendo a vazão de ar e as perdas de carga no sistema. Contudo, a distribuição de ar nos recintos deve ser uniforme, a fim de minimizar os gradientes de temperatura entre a parte superior e inferior do recinto. Você se lembra que o condicionamento do ar deve ter aquecimento ou resfriamento? Nos sistemas de aquecimento, por exemplo, são utilizados fluidos térmicos, como água quente, para a troca de calor com o ar. Assim, uma bomba tem um papel importante, pois realiza o escoamento da água quente através de um sistema de distribuição de água, o qual deve ser projetado.

Esses conhecimentos são muito importantes quando há necessidade de elaborar um projeto de condicionamento de ar. A fim de aplicar esses conhecimentos na prática, vamos lembramos que você é um engenheiro que está trabalhando numa empresa de projetos de refrigeração e condicionamento de ar. A empresa tem um cliente que fabrica peças de automóveis e, na primeira fase do projeto, realizou a implementação de um sistema de condicionamento de ar com reaquecimento terminal para as salas de trabalho da fábrica. Agora, para atender a outra fase do projeto, deve-se realizar a distribuição de ar e o dimensionamento de dutos para as salas de trabalho A, B, C, D, E e F da fábrica, a partir do sistema mostrado na Figura 2.8.

Figura 2.8 | Sistema de distribuição de ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Para esse projeto, o seu líder precisa saber qual será o diâmetro de saída dos dutos onde estarão acoplados os difusores em cada ambiente. Além de realizar esse trabalho, você também precisa determinar qual será a eficiência e potência necessária do ventilador, sabendo que a rotação do ventilador não deve ser superior a 20 rotações por segundo e as dimensões do duto de saída do ventilador são de 0,517 m por 0,289 m. O seu líder sugere que a perda de carga no duto horizontal (de 20m) seja de 2 Pa/m, considere, também, que o comprimento equivalente de cada cotovelo é de 1 m. A densidade do ar pode ser considerada como 1,2 kg/m^3. Além disso, para uma boa distribuição de ar nos ambientes, você precisará indicar quais exigências deverão ser cumpridas. Você sabe dizer quais são as variáveis que influenciam a perda de carga? Que fatores devem ser levados em consideração para se ter uma distribuição de ar homogêneo num recinto?

A fim de começar a elaboração da solução deste problema, você poderá usar o conteúdo de circulação de ar, dimensionamento de dutos, ventiladores centrífugos e distribuição do ar em recintos. Para aprender a encontrar soluções práticas para problemas do cotidiano e que contribuirão com sua formação profissional, convidamos você à leitura deste material.

Bons estudos!

Não pode faltar

Circulação do Ar

Caro aluno, nesta seção, iremos estudar o sistema dutos-ventiladores, que deve ser cuidadosamente projetado, pois sabemos que o motor do ventilador é responsável por consumir uma grande parcela da energia do sistema e os dutos ocupam um espaço grande do edifício. Infelizmente, a prática exercida pelos projetistas é de escolher um sistema que opere bem, deixando de lado a preocupação de ser um sistema otimizado, que envolve minimização de custo de energia gasta, do custo de implementação do sistema de dutos e, também, do custo do espaço que os dutos e ventilador ocupam no edifício. Porém, fazendo uso de um software CAD (*Computer Aided Design*) esses problemas podem ser contornados.

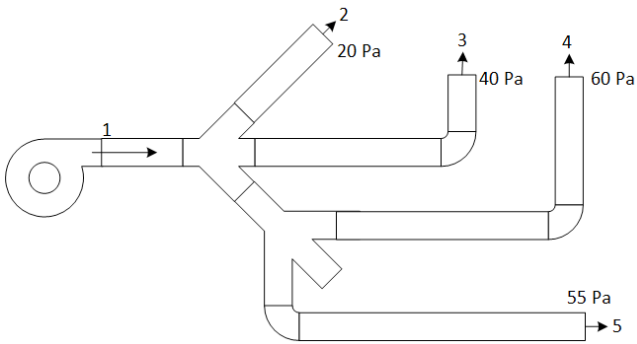
Dimensionamento dos dutos

Para falar de dimensionamento de dutos, precisamos definir um sistema de dutos. Um sistema de dutos é o espaço por onde deve escoar o ar, estando conformado por dutos retos e conexões, como cotovelos, ramificações de entrada e saída, válvulas e registros. O sistema deve cumprir com alguns requisitos, tais como conduzir o ar a locais apropriados, ser economicamente

viáveis, com baixo custo de operação e que não emitam nem produzam poluição sonora (ruído muito alto). No dimensionamento e projeto de dutos, muitas decisões têm que ser tomadas, podendo alterar o projeto original. Em geral, para o dimensionamento de dutos, são utilizadas três técnicas: o método de velocidade, o método de iguais perdas de carga e a técnica de otimização do sistema de dutos.

Método da Velocidade: para o dimensionamento segundo este método, as velocidades do ar das ramificações devem ser especificadas para poder determinar a perda de carga. É aconselhável selecionar um tipo de ventilador para satisfazer as perdas de carga máxima no sistema. Quanto à velocidade de ar, não há valores recomendáveis, pois a velocidade dependerá das limitações do espaço, tipos de acondicionamento acústico e dos fatores econômicos. Lembre-se que velocidades muito altas aumentam as perdas de carga e consequentemente os custos operacionais do ventilador, além de aumentarem o ruído. Em lugares públicos, onde os dutos não tem um sistema acústico robusto, as velocidades devem ser da ordem de 5 a 8 m/s, e nos lugares em que existam ramificações, as velocidades razoáveis são de 4 a 6 m/s. No caso de residências, as velocidades devem ser menores que as especificadas acima, enquanto para centros industrias elas podem ser maiores. Um sistema de dutos é mostrado na Figura 2.9.

Figura 2.9 | Sistema de dutos com múltiplas ramificações e perdas de carga



Fonte: elaborada pelo autor.

Considere a Figura 2.9, que mostra um sistema de dutos com múltiplas ramificações. Uma vez conhecidas as cargas térmicas de resfriamento ou aquecimento, a vazão de ar fornecido (ou insuflado) também é conhecida e, consequentemente, as velocidades nas saídas 2, 3, 4 e 5. Se adotarmos o método da velocidade para dimensionamento de dutos, as velocidades devem

ser conhecidas em cada saída dos dutos, assim como as respectivas perdas de carga para cada trecho. Veja que no trecho 1-4, a queda de pressão, que nós chamaremos como perda de carga, é de 60 Pa, enquanto no trecho 1-2 a perda de carga é de 20 Pa. Portanto, o ventilador escolhido teria que produzir uma pressão de 60 Pa para uma vazão total e com o registro no trecho 1-4 totalmente aberto, enquanto os demais trechos 1-2; 1-3 e 1-5 estão parcialmente fechados. Com isso, a queda de pressão de 60 Pa seria atingida. Uma forma de otimizar o projeto, diminuindo a perda de carga no trecho 1-4, seria aumentar as dimensões do duto de alguma parte desse trecho ou, também, diminuindo as dimensões dos demais trechos, de forma que as velocidades se mantenham dentro da faixa estipulada.

Assimile

Lembre-se que, no método da velocidade para o dimensionamento de dutos, para evitar aumento de ruído, custos operacionais do ventilador e perdas de carga, a velocidade nas ramificações não pode ser muito alta e tem que ser cuidadosamente especificada de acordo com o lugar da instalação do condicionamento de ar.

Método de iguais perdas de carga: uma forma de aplicar esse método consiste em selecionar uma perda de carga total para o sistema e, depois, dimensionar todos os dutos do projeto. Para entender melhor, os passos que devem ser seguidos são:

a) Escolher uma perda de carga disponível;

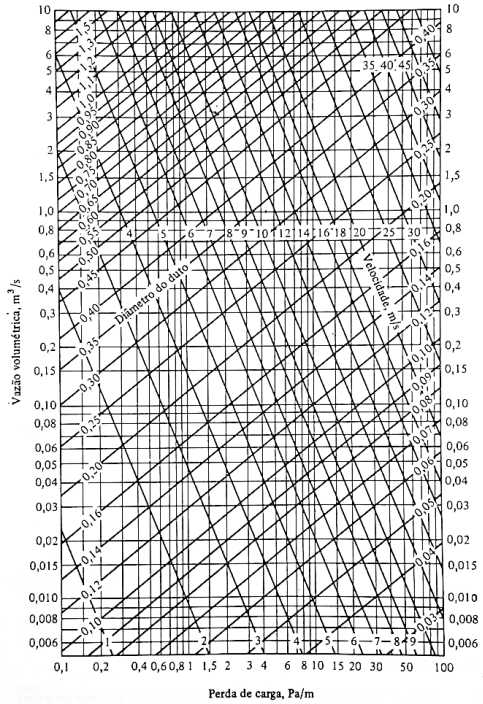
b) Determinar o comprimento equivalente total dos dutos retos e conexões;

c) Encontrar a razão entre a perda de carga e o maior comprimento equivalente do sistema;

d) Com o valor da razão entre a perda de carga e o comprimento equivalente encontrado anteriormente e, conhecida a vazão em cada trecho do circuito, é possível encontrar os diâmetros dos dutos em todas as seções, conforme mostrado na Figura 2.10. Um gráfico entre a vazão volumétrica e a perda de carga pode ser encontrado no livro de Stoecker e Jones (1985, p.119) para chapas metálicas, circulares e retas.

e) Finalmente, determinar as dimensões de todos os trechos, a fim de que a perda de carga total seja dissipada, mantendo sempre os valores de velocidade dentro dos aconselhados, evitando ruídos.

Figura 2.10 | Perda de carga em dutos metálicos



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.119).

Imagine que, na Figura 2.9, o circuito de comprimento equivalente máximo é o trecho 1-3. As dimensões desse trecho podem ser especificadas no passo "d", enquanto a pressão no trecho 1-2 tem que ser calculada para, depois, o tamanho ser determinado.

Vamos lembrar que a perda de carga para gases ou líquidos em dutos é dada por:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho$$

Em que f é o fator de atrito determinado do gráfico de Moody (STOECKER; JONES, 1985, p.116); L é o comprimento equivalente (m); V a velocidade do ar (m/s); D o diâmetro interno do duto (m); e ρ a densidade do ar (kg/m^3). Dados de densidade e viscosidade podem ser encontrados no livro de Stoecker e Jones (1985, p.117).

O diâmetro equivalente para um duto retangular está definido pela seguinte equação:

$$D_{eq} = 1,30 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}}$$

Na qual a e b são a altura e o comprimento da seção transversal do duto retangular, respectivamente.

Exemplificando

Determine a perda de carga por metro de comprimento de um duto retangular, sabendo que a altura e comprimento da seção transversal do duto são de 0,20 m e 0,50 m, respectivamente. Assuma que a vazão volumétrica de ar no duto é 1,0 m^3/s.

Solução. Sabemos que a = 0,2 m e b = 0,5 m. O diâmetro equivalente do duto será:

$$D_{eq} = 1,30 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} = 1,30 \frac{(0,2 \times 0,5)^{0,625}}{(0,2+0,5)^{0,25}} = 0,337m$$

Temos que a Figura 2.10 mostra a perda de carga em dutos *versus* a vazão volumétrica de ar para diferentes diâmetros de dutos.

Para determinar a perda de carga, fixamos na Figura 2.10 o valor aproximado do diâmetro do duto, $D_{eq} = 0,337m$ nas curvas de diâmetro e interceptamos esse valor com a vazão volumétrica de 1 m^3/s reportado no eixo da ordenada. Logo, prolongamos esse ponto no eixo da abcissa e determinamos o valor da perda de carga por metro de comprimento do duto, sendo igual a aproximadamente 3,5 Pa/m.

Otimização de sistemas de dutos: a otimização de um sistema de dutos tem a finalidade de minimizar os custos. Lembre-se de que o custo total para um sistema de dutos é a soma dos valores do total de dutos utilizados, do seu isolamento térmico e acústico, da sua instalação, do espaço físico ocupado e da energia necessária utilizada pelo ventilador.

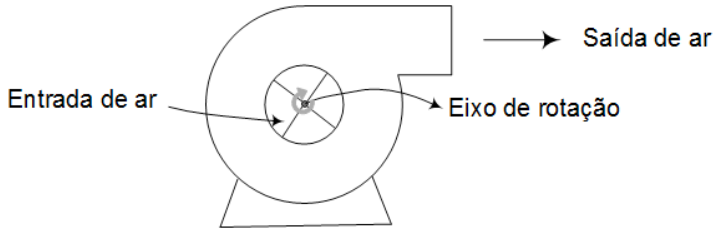
O custo total de um sistema de dutos é a soma dos custos iniciais e dos custos de operação. Um exemplo de um procedimento de otimização, seria selecionar um diâmetro de duto de tal forma que minimize os custos de operação e os custos iniciais, incluindo o custo do ventilador.

Ventiladores centrífugos; distribuição do ar em recintos

Agora vamos falar um pouco sobre os ventiladores centrífugos. De acordo com o a Figura 2.11, o ar entra ao longo do seu eixo e se dirige para as

pás na direção radial. Após passar pela carcaça em forma de voluta (caracol), o ar sai do ventilador. Se o ar entra por um ou pelos dois lados, denominamos o ventilador de entrada simples ou de entrada dupla, respectivamente. Geralmente, o ar é soprado horizontalmente.

Figura 2.11 | Ventilador centrífugo

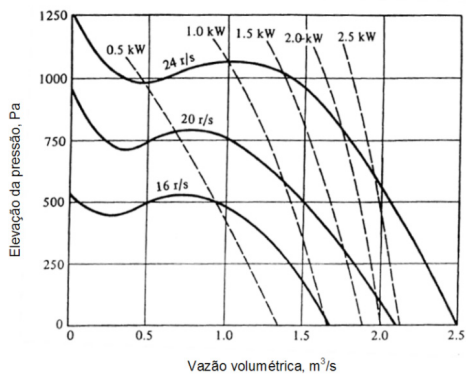


Fonte: elaborada pelo autor.

Em ventiladores centrífugos, quatro tipos de pás são as mais comuns, sendo as radiais, as curvas voltadas para a frente, as curvas voltadas para trás e as tipo aerofólio. Para sistemas de condicionamento de ar de baixa pressão, são usadas as pás curvas voltadas para frente. Já as pás curvas voltadas para trás e as tipo aerofólio são usadas para sistemas de pressão ou vazão altas, pois necessitam de alta eficiência nestas aplicações.

Existem curvas pressão-vazão para diversas rotações para ventiladores com pás curvas voltadas para frente. Um exemplo dessas curvas está apresentado na Figura 2.12.

Figura 2.12 | Características de desempenho de um ventilador centrífugo de pás curvas voltadas para frente, com diâmetro de roda e largura iguais a 270 mm, e dimensões de saída de 0,517 m por 0,289 m.



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.134).

Como podemos observar, há uma diminuição da pressão a baixas vazões, que se deve à formação de vórtices nos canais entre as pás. As curvas de potência também são mostradas na Figura 2.12. A potência idealmente requerida tem dois componentes: aquele que precisa elevar a pressão e aquele que precisa fornecer a energia cinética, ajustando o ar em movimento. Dessa forma, a potência ideal requerida para elevar a pressão do ar é dada por:

$$Potência\ para\ elevação\ da\ pressão = Q\left(p_2 - p_1\right) \qquad (W)$$

Em que Q é a vazão volumétrica (m^3/s) e $\left(p_2 - p_1\right)$ é a elevação da pressão (Pa). A potência requerida para fornecer a energia cinética do ar é igual a $\dot{m}V^2/2$ e, com isso, a potência ideal será:

$$Potência_{ideal} = Q\left(p_2 - p_1\right) + \left(\frac{\dot{m}V^2}{2}\right) \qquad (W)$$

Finalmente, a relação entre a potência ideal e a potência real resulta na eficiência do ventilador:

$$\eta = \frac{potência\ ideal}{potência\ real}$$

Até agora, estudamos o equipamento que circula o ar do recinto condicionado de volta ao equipamento de condicionamento que, deste, volta ao recinto. No entanto, a distribuição adequada do ar no interior do recinto é de fundamental importância no projeto e deve obedecer às seguintes exigências:

a) A vazão e a diferença de temperatura entre o ar fornecido e o ar de retorno devem compensar a troca de calor que ocorre no espaço.

b) Principalmente quando o ar fornecido for frio, a velocidade do ar das áreas ocupadas do recinto, abaixo da cabeça das pessoas, não deve ser maior que 0,25 m/s.

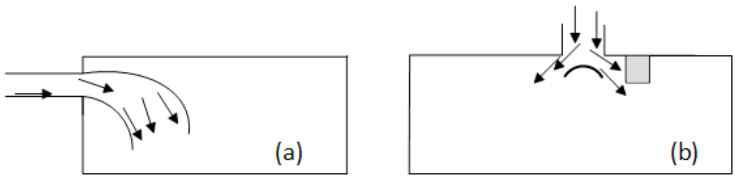
c) Para uniformizar os gradientes de temperatura num recinto, tais como ar quente no teto ou ar frio no piso, é necessário haver algum tipo de movimento do ar no recinto. Isso é observado em situações de aquecimento.

Para que essas exigências sejam cumpridas, o projetista precisa escolher a localização e o tipo das bocas para o fornecimento de ar e, também, a localização das grelhas de retorno. É claro que um programa de computador complexo, que levasse em conta as leis fundamentais da continuidade, da conservação de energia e da transferência de quantidade de movimento, determinaria precisamente a distribuição da velocidade e temperatura do

recinto. Mas, se levar em consideração em seu projeto a distribuição da velocidade na entrada e no retorno de ar, o comportamento de um jato livre, a deflexão e os efeitos de empuxo devido aos gradientes de temperatura, um projetista pode obter bons resultados.

As velocidades de ar mais altas na vizinhança de uma grade de ar de retorno estão na face da grade; as velocidades caem muito rapidamente quando se afastam da grade. O efeito das velocidades controladas pelas grelhas de ar de retorno está em uma região tão confinada que a localização e o tipo de grelha de ar de retorno não são cruciais para se obter uma boa distribuição de ar, mas as velocidades da face devem ser baixas o suficiente para evitar o ruído excessivo do ar. A localização da grelha (no chão, no flanco superior, etc.) tem uma ligeira influência no movimento global do ar no recinto, mas, novamente, é pequena. Graças à flutuabilidade, um fluxo de ar que esteja mais frio que o ar no recinto cairá, como mostrado na Figura 2.13 (a), e uma corrente quente subirá.

Figura 2.13 | Distribuição de ar: (a) queda do ar frio; (b) desvio do ar ao encostar num obstáculo



Fonte: elaborada pelo autor.

A situação a ser evitada é a descarga de ar frio em um recinto onde a flutuação fará com que ela caia e atinja o nível do ocupante. Quando uma corrente de ar atinge uma superfície sólida (como um obstáculo), como na Figura 2.13 (b), ela desvia. Assim, um fluxo de ar dirigido contra uma parede ou viga de concreto no teto pode desviar para os ocupantes antes que o fluxo esteja devidamente difundido.

Saiba mais

Você pode encontrar mais informações sobre ventiladores no capítulo 14, tópico Ventiladores e Ventilação Mecânica, do livro:
MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. 2ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

Tubulações de Água e de Fluido Refrigerante; Aquecedores de Água

O ar, a água e os fluidos refrigerantes são os meios de transporte de energia mais comuns em sistemas de refrigeração e de ar condicionado. Já vimos os que utilizam o ar como transporte de energia e, a partir de agora,

vamos estudar as tubulações para água e fluido refrigerante. Os requisitos de um sistema de distribuição de água são que ele forneça a vazão necessária a todos os trocadores de calor, que seja seguro e que o seu custo de ciclo de vida (incluindo custos iniciais e operacionais) seja atrativo. Na seleção de tamanhos de tubos de refrigerante, existem algumas recomendações padrão, que são fortemente influenciadas pela queda de pressão do refrigerante. Alguma queda de pressão é esperada, mas o tamanho do tubo deve garantir que não será excessiva, o que resultaria em alto custo operacional.

As vantagens da distribuição de água sobre a distribuição de ar são (1) que o tamanho da fonte de calor é menor, (2) que um espaço menor seja exigido pelos tubos de água, comparado com os dutos de ar, e (3) que uma temperatura mais alta da água em relação a do ar seja mais prática no aquecimento, já que os tubos, que são pequenos, são mais fáceis de isolar que os dutos.

Os pontos fortes e fracos dos dois meios de transporte geralmente se resolvem com a seguinte escolha do sistema. Pequenas plantas, como residenciais e comerciais pequenas, usam ar em todo o sistema e não água. As distâncias em que o calor deve ser transferido são curtas e a ordem de grandeza das capacidades não resulta em tamanhos excessivos de fontes de calor e de dutos. Grandes sistemas de ar condicionado, por outro lado, usam distribuição de água quente e gelada. Fontes de calor a combustível ou elétricas para aquecer o ar diretamente, geralmente, não estão disponíveis em tamanhos grandes. A água quente ou gelada pode ser canalizada diretamente para serpentinas no espaço condicionado; outro arranjo popular é canalizar água para as serpentinas de aquecimento e resfriamento de ar, cada um servindo um andar ou uma seção da construção.

A combustão (de gás natural, carvão, petróleo, etc.) e o aquecimento por resistência elétrica são as principais fontes de energia para o aquecimento de água em sistemas hidrônicos. Os aquecedores de água a combustível são geralmente construídos em aço sob rígidos códigos de segurança. Uma maneira de classificar os aquecedores é de acordo com a pressão de operação (e temperatura da água admissível). O grupo de pressão mais baixa fornece água a uma temperatura próxima de 100°C e, assim, a pressão é atmosférica ou ligeiramente acima.

Um aquecedor, para aquecer água, requer uma fonte de energia, que pode ser da queima de combustíveis fósseis. Assim, a eficiência dos aquecedores de água a combustível depende da taxa de energia fornecida para a água dividida pela taxa de energia disponível do combustível, que é baseada no calor de combustão, supondo que a água nos produtos da combustão está na forma de vapor. Uma das perdas dos aquecedores de água é a perda por

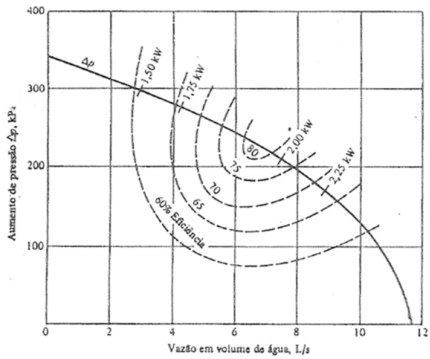
parada, que ocorre quando o queimador é desligado, mas o ar da sala de equipamentos flui por convecção natural para além das superfícies quentes do aquecedor e transporta o calor para fora da chaminé. Muitos aquecedores de água a combustível estão equipados com válvulas (*dampers*) que fecham quando o queimador desliga, e alguns aquecedores maiores estão equipados com controle de ar que regula o fluxo de ar de combustão para que haja ar suficiente para uma combustão completa, mas não o suficiente para dissipar o calor no excesso de ar. Eficiências típicas de aquecedores de água comerciais estão na faixa de aproximadamente 80 por cento.

Algumas vezes escolhemos o tamanho do aquecedor maior que a capacidade máxima de aquecimento do projeto, a fim de ter capacidade em excesso para trazer a temperatura do edifício depois de uma noite ou um fim de semana, nos quais o equipamento não foi usado. Quando essa capacidade de aquecimento extra for necessária, é importante que o sistema de distribuição de tubulação também seja maior que o projeto; caso contrário, o sistema de distribuição se torna um gargalo na transferência da capacidade extra para o espaço condicionado.

Características de Bombas; Projeto de Sistemas de Distribuição de Água

Já vimos que os meios de transporte de energia mais comuns em condicionamento de ar e refrigeração são o ar, água e fluido refrigerante. No caso de transporte de líquidos, bombas são usadas para promover o seu escoamento. O dado mais importante de uma bomba é funcionalidade dela desenvolver uma diferença de pressão a várias vazões e a potência que ela deve ter para um determinado projeto. Os catálogos dos fabricantes de bombas mostram a variação da pressão (Δp) com a vazão e a potência necessárias. A Figura 2.14 mostra a característica de uma bomba centrífuga.

Figura 2.14 | Característica de uma bomba centrífuga



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.156).

A potência da bomba é dada por: $P = Q(p_2 - p_1)$. Considerando a eficiência da bomba, a potência real necessária para bombeamento é dada pela seguinte equação:

$$P = \frac{Q(p_2 - p_1)}{\eta/100} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta/100}$$

Exemplificando

Qual é a potência de uma bomba centrífuga com uma vazão de 8 L/s ?

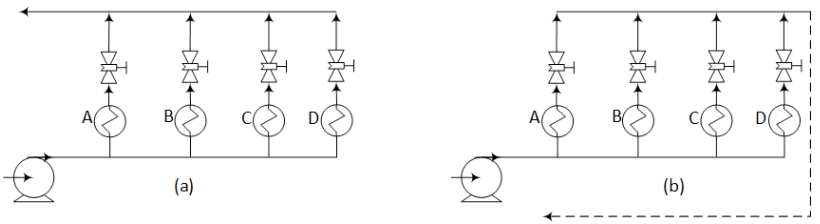
Solução. Usando a Figura 2.14, para 8 L/s, o valor de $\Delta p = 195\,kPa$ e a eficiência é de aproximadamente 74%, então:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta/100} = \frac{8{,}0\frac{L}{s}\left|\frac{m^3}{1000L}\right| \times 195kPa\left|\frac{1000Pa}{kPa} \cdot \frac{N/m^2}{Pa} \cdot \frac{J}{N \cdot m} \cdot \frac{W}{J/s}\right| \cdot}{74/100} = 2108{,}1\,W$$

Portanto, a potência da bomba será de 2,1 kW.

Para fazermos um projeto do sistema de distribuição de água em aquecedores de água utilizados em sistemas de condicionamento de ar, o desafio está em decidir qual será o diâmetro das tubulações, onde ficarão os componentes, o tipo de bomba e o tamanho do tanque de expansão. Temos dois tipos de arranjos básicos da tubulação, sendo o de retorno direto e o de retorno reverso, como mostra a Figura 2.15.

Figura 2.15 | Distribuição de água: (a) arranjo direto; (b) arranjo reverso



Fonte: elaborada pelo autor.

No retorno direto, a diferença de pressão no trocador de calor *A* é maior que no trocador *D*, ocasionando uma variação da vazão e funcionamento instável do sistema. A desvantagem para o arranjo de retorno reverso é que é usado um comprimento maior de tubo quando comparado ao de retorno direto. Porém, a variação de pressão é uniforme em todos os trocadores.

Reflita

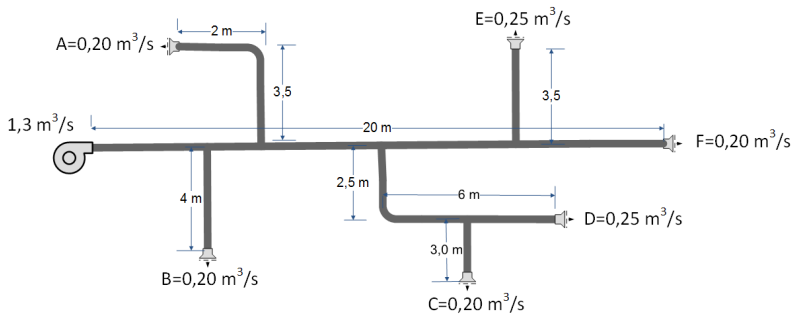
Para um sistema de distribuição de água ter uma diferença de pressão uniforme na saída dos trocadores de calor, como visto na Figura 2.15 (b), poderia ser usado um sistema de distribuição de água em série?

Outro ponto importante é a sequência de colocação dos outros componentes, como aquecedor, tanque de expansão e bomba. Geralmente, a sequência usada é: aquecedor, tanque de expansão e bomba. Quando fazemos o bombeamento de água quente, temos que tomar cuidado para não ocorrer cavitação na bomba, devido à vaporização do líquido em regiões onde se têm baixas pressões. Para contornar esse problema, devemos manter a pressão de entrada da bomba em um valor que seja superior à da pressão de saturação da água que está sendo transportada. Nos catálogos dos fabricantes de bombas, estão indicados estes valores como NPSH (*net positive suction head*).

Sem medo de errar

Vamos voltar ao início do problema, relembre que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de projetos de condicionamento e refrigeração, que tem um cliente a quem realizaram um projeto de condicionamento de ar para a fábrica de peças automotivas. Desta vez, o projeto de distribuição de ar e dimensionamento de dutos para um conjunto de salas de trabalho, conforme mostrado na Figura 2.8 deverá ser elaborado.

Figura 2.8 | Sistema de distribuição de ar



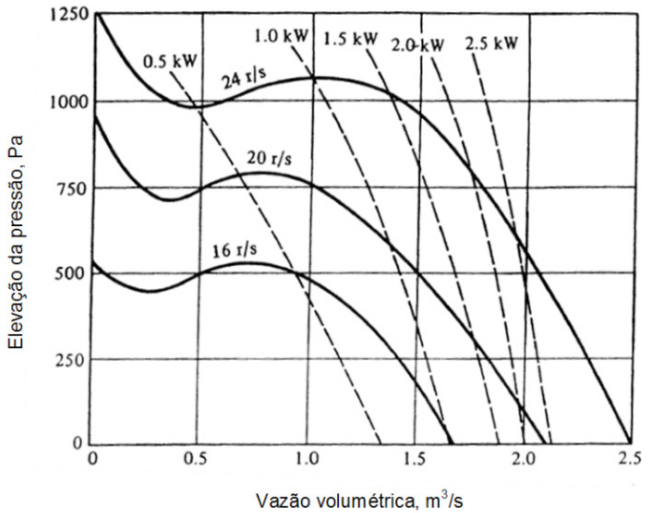
Fonte: elaborada pelo autor.

Para esse projeto, seu líder pede para você determinar qual será o diâmetro de saída dos dutos onde estarão acoplados os difusores em cada ambiente, assim como a potência e eficiência do ventilador para 20 rotações

por segundo. Por último, você precisa indicar quais exigências deverão ser cumpridas para a distribuição de ar nas salas. Você conta com as seguintes informações: as dimensões do duto de saída do ventilador são de 0,517 m por 0,289 m e a densidade do ar de 1,2 kg/m^3 , a perda de carga no duto horizontal (de 20m) é de 2 Pa/m e o comprimento equivalente de cada cotovelo é de 1 m.

Para começar, a vazão de ar que nas salas já são conhecidas, como mostra a Figura 2.8. Vamos começar pelo ventilador, determinando primeiramente qual será a sua potência. A Figura 2.12 é mostrada a continuação.

Figura 2.12 | Características de desempenho de um ventilador centrífugo de pás curvas voltadas para frente, com diâmetro de roda e largura iguais a 270 mm. As dimensões de saída são de 0,517 por 0,289 m.



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.134).

Observando a Figura 2.12, para um ventilador centrífugo fornecendo uma vazão de ar de 1,3 m^3/s e uma velocidade de rotação do ventilador de 20 r/s , a potência real (linha tracejada) é de 0,9 kW (900 W) e a elevação da pressão do ar na saída do ventilador será aproximadamente de 600 Pa. A potência para elevação da pressão será:

$$Potência\ para\ elevação\ da\ pressão = Q\left(p_2 - p_1\right) = \left(1{,}3\frac{m^3}{s}\right)\left(600Pa\right)\left|\frac{N/m^2}{Pa}\cdot\frac{J}{N\cdot m}\cdot\frac{W}{J/s}\right| = 780{,}0W$$

Para determinar a potência para elevar a energia cinética do ar, calculamos a velocidade do ar e a vazão mássica. A área de saída do ventilador é: $A = 0{,}517m \times 0{,}289m = 0{,}149m^2$. Então, a velocidade do ar será: $v = \dot{v}/A = (1{,}3m^3/s)/(0{,}149m^2) = 8{,}72m/s$ e a vazão mássica pode ser calculada a partir da densidade do ar, então: $\dot{m} = \rho \cdot \dot{v} = \left(1{,}2\frac{kg}{m^3}\right)\left(1{,}3\frac{m^3}{s}\right) = 1{,}56\,{}^{kg}\!/_{s}$.

A potência ideal da bomba e a eficiência serão:

$$Potência_{ideal} = Q(p_2 - p_1) + \left(\frac{\dot{m}V^2}{2}\right) = 780{,}0W + \frac{1}{2}\left(1{,}56\frac{kg}{s}\right)\left(8{,}72\frac{m}{s}\right)^2\left|\frac{J}{N \cdot m}\right|\left|\frac{W}{J/s}\right| = 839{,}3W$$

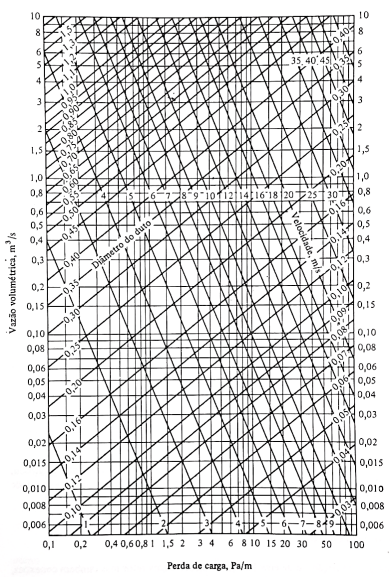
$$\eta = \frac{Potencia\ ideal}{Potencia\ real} = \frac{839{,}3}{900{,}0} = 0{,}93 \quad \approx \quad 93\%$$

Portanto, a potência do ventilador e a eficiência serão de 839,3 W e 93%, respectivamente.

Usando o método de iguais perdas de carga, podemos determinar o diâmetro do duto. Determinando a perda de pressão no trecho mais comprido de 20 m, tem-se: $\Delta p = (20m)(2Pa/m) = 40\,Pa$.

A Figura 2.10 mostra a variação da vazão volumétrica com a perda de carga e diâmetro do duto.

Figura 2.10 | Perda de carga em dutos metálicos



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.119).

O próximo passo é determinar a perda de carga em cada sala, depois, com a vazão de ar conhecida em cada sala e usando a Figura 2.10, determinamos o diâmetro do duto.

Sala A: $\Delta p/L = 40/(3{,}5+1+2) = 6{,}2\ Pa/m$, com a vazão $0{,}2\ m^3/s$, o diâmetro, $D_A = 0{,}17m$.

Sala B: $\Delta p/L = 40/(4) = 10{,}0\ Pa/m$, com a vazão $0{,}2\ m^3/s$, o diâmetro, $D_B = 0{,}155m$.

Sala C: $\Delta p/L = 40/(2{,}5+1+3) = 6{,}2\ Pa/m$, com a vazão $0{,}2\ m^3/s$, o diâmetro, $D_C = 0{,}17m$.

Sala D: $\Delta p/L = 40/(2{,}5+1+6) = 4{,}2\ Pa/m$, com a vazão $0{,}25\ m^3/s$, o diâmetro, $D_D = 0{,}20m$.

Sala E: $\Delta p/L = 40/(3) = 13{,}3\ Pa/m$, com a vazão $0{,}25\ m^3/s$, o diâmetro, $D_E = 0{,}15m$.

Sala F: $\Delta p/L = 2{,}0\ Pa/m$, com a vazão $0{,}20\ m^3/s$, o diâmetro, $D_F = 0{,}21m$.

Portanto, estes são os diâmetros para cada duto a fim de utilizar a pressão disponível do ventilador, sem a necessidade de utilizar registros ou válvulas.

Para uma distribuição do ar nas salas, você deve indicar que a vazão entre o ar fornecido na sala e o ar de retorno devem compensar a troca térmica realizada na sala para manter o conforto térmico. Além disso, lembre-se que a velocidade na sala não deve passar de 0,25 m/s, sobretudo quando o ar for frio e, também, deve-se considerar que para uniformizar o gradiente de temperatura no ambiente da sala é recomendado que exista algum tipo de movimento do ar no interior.

Você pode ver que o conhecimento teórico e demais assuntos abordados nesta seção foram de vital importância para chegar no resultado e solução do problema proposto.

Avançando na prática

Projeto de aquecimento e distribuição de água

Descrição da situação-problema

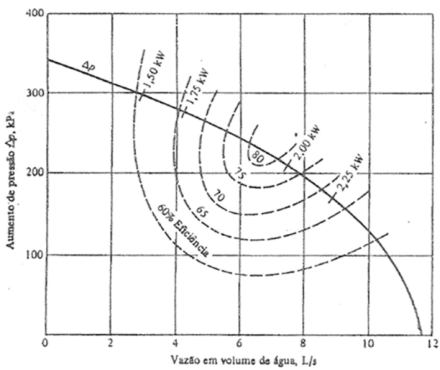
Imagine que você é um engenheiro que tem uma empresa consultora de condicionamento de ar e refrigeração. Um cliente seu quer instalar um sistema de aquecimento para três auditórios e sugere que seja utilizado um

sistema com água como fluido de aquecimento. Ele precisa que você determine algumas informações. Qual o custo de energia consumida pela bomba para o seu cliente? Como deverá ser o projeto de distribuição de água? Lembre-se que você precisa calcular qual será a potência da bomba, sabendo que a vazão de água de aquecimento deverá ser de 4,0 L/s. Ainda, a fim de evitar variação na pressão nas saídas dos trocadores de calor, você precisa pensar num sistema de distribuição de água, no qual a variação de pressão seja uniforme. Por fim, qual a sequência de instalação dos componentes para o sistema de distribuição de água?

Resolução da situação-problema

Você precisa determinar a potência da bomba para distribuição da água que deverá ser usada para aquecer o ar. Lembre-se que água quente passa pela serpentina de aquecimento e do lado externo passa o ar, realizando a troca de calor. Você sabe que a vazão de água para o sistema de aquecimento é de 4,0 L/s (0,004 m^3/s). A Figura 2.14 mostra a eficiência de uma bomba centrífuga para diferentes vazões volumétricas de água.

Figura 2.14 | Característica de uma bomba centrífuga.



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.156).

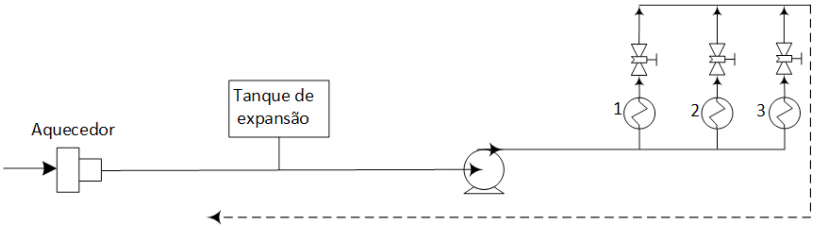
Observando a Figura 2.14, para a vazão de 4,0 L/s, a perda de carga, Δp, é aproximadamente de 280 kPa e a eficiência estimada da bomba é de 65%. A potência da bomba será:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta / 100} = \frac{\left(0{,}004 \frac{m^3}{s}\right) \times (280 kPa) \left| \frac{1000 Pa}{kPa} \cdot \frac{N/m^2}{Pa} \cdot \frac{J}{N \cdot m} \cdot \frac{W}{J/s} \right|}{65/100} = 1723{,}1\, W = 1{,}72 kW$$

A potência da bomba para escoar 4,0 L/s deverá ser de 1,72 kW.

Para você escolher o sistema de distribuição de água em que a variação de pressão na saída dos trocadores seja uniforme e o funcionamento seja estável, o sistema de retorno reverso seria o mais indicado. A Figura 2.16 mostra a distribuição de água e a sequência de instalação dos componentes.

Figura 2.16 | Sequência de instalação para um sistema de distribuição de água.



Fonte: elaborada pelo autor.

A sequência dos componentes do sistema de distribuição de água deve ser: o aquecedor, seguido do tanque de expansão, que serve para manter estável a pressão da água quente e evitar saltos de pressão que podem ocasionar o mal funcionamento do sistema e, por último, a bomba. Se o tanque de expansão é colocado após da bomba, a pressão de saída da bomba permanece constante e a pressão de entrada cai, o que ocasionaria vaporização da água e, consequentemente, a cavitação na bomba, danificando seus componentes. Para concluir, podemos dizer que com o adequado uso de gráficos e equações baseados na teoria, você poderá resolver problemas de sistemas de aquecimento usando água.

Faça valer a pena

1. O condicionamento de ar no recinto deve ser projetado de tal forma que o ar que circula no seu interior seja bem distribuído, a fim de evitar áreas com temperaturas variadas. Portanto, a vazão do ar deve ser cuidadosamente determinada para satisfazer as exigências do projeto.

Num projeto de condicionamento de ar, a distribuição do ar no interior do recinto é de fundamental importância e deve obedecer às seguintes exigências apresentadas nas afirmativas a seguir:

I. A vazão de ar e diferença de temperatura entre o ar fornecido e ar de retorno devem compensar a troca de calor que ocorre no espaço.

II. Quando o ar fornecido é frio, a velocidade do ar das áreas ocupadas do recinto, abaixo das cabeças das pessoas, deve ser maior que 0,25 m/s .

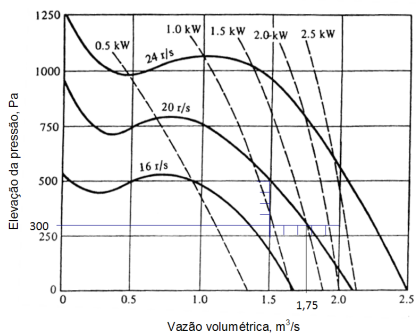
III. Para uniformizar os gradientes de temperatura, deve haver algum movimento do ar no recinto, como ar quente no forro e ar frio no piso.

Analisando as exigências citadas no texto-base, é correto o que se afirma em:

a) As afirmativas I e II são corretas, apenas.
b) As afirmativas I, II e III são corretas.
c) As afirmativas II e III são corretas, apenas.
d) As afirmativas I e III são corretas, apenas.
e) A afirmativa II é correta, apenas.

2. Os ventiladores centrífugos têm diferentes aplicações, sendo uma delas em sistemas de condicionamento de ar. A vazão de ar que deve ser transferido dependerá da potência do ventilador e das características que ele foi projetado, assim como da área de saída do ar do ventilador.
Um ventilador centrífugo com medidas de 0,517 m por 0,289 m de saída de ar, é usado num sistema de condicionamento de ar para transportar ar numa vazão de 1,75 m^3/s operando a 20 $rotações/s$ e densidade do ar de 1,2 kg/m^3 . A eficiência do ventilador pode ser determinada também com ajuda da seguinte figura.

Figura | Características de desempenho do ventilador centrífugo de pás curvas voltadas para frente



Fonte: Stoecker e Jones (2018, p.134).

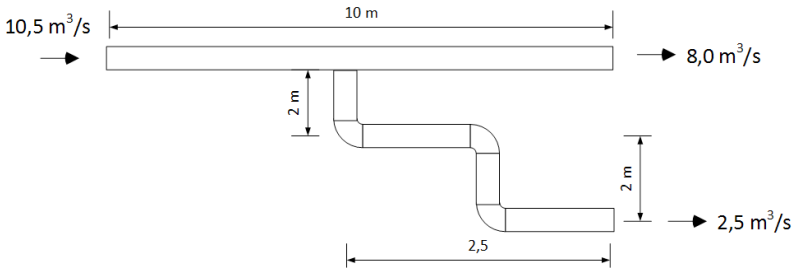
Considerando os dados do ventilador centrífugo apresentado no texto-base, qual deverá ser a eficiência do ventilador?

a) 40%.
b) 45%.
c) 53%.
d) 58%.
e) 63%.

3. Os sistemas de condicionamento de ar requerem a instalação de dutos de material específico. Essas instalações apresentam perdas de carga devido às conexões, tamanho de dutos, ramificações, registros, entre outros, que ocasionam a diminuição da pressão na saída do duto, podendo levar à instabilidade do sistema. Por isso, o dimensionamento de dutos tem que ser bem projetado.

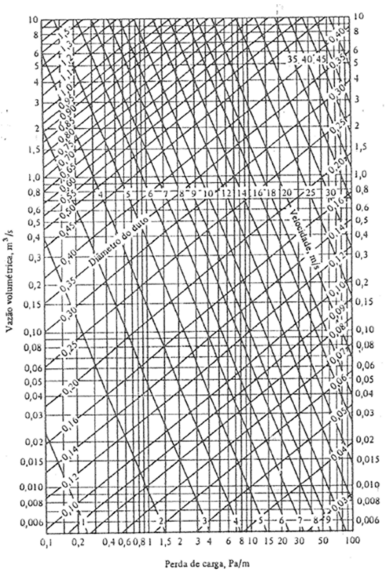
Um sistema de dutos com três ramais pode ser visto na Figura 1, com comprimentos equivalentes de duto reto, 6 m à montante (acima) e 3 m de cotovelo com perda de carga na seção reta de 10 m de 5 Pa/m e perda de carga desprezível na seção reta da ramificação. Além disso, o diâmetro do duto pode ser obtido a partir da perda de carga e vazão volumétrica como vista na Figura 2.

Figura 1 | Sistema de dutos



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 2 | Perda de carga em tubos



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.119).

Considerando a figura apresentada no texto-base, qual será o diâmetro na ramificação?

a) 0,15 m.
b) 0,29 m.
c) 0,32 m.
d) 0,42 m.
e) 0,52 m.

Seção 2.3

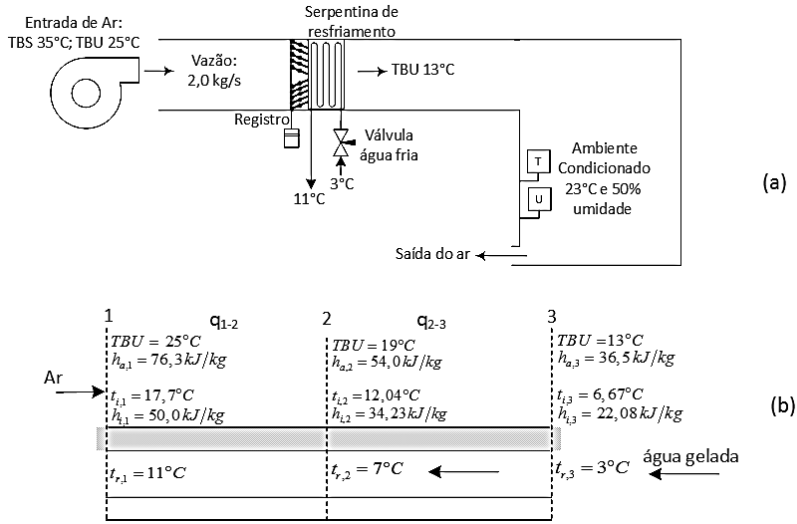
Serpentinas resfriadoras e desumidificadoras, controle em condicionadores de ar

Diálogo aberto

Caro aluno, quando falamos em sistemas de condicionamento de ar, pensamos em um ambiente agradável, que oferece conforto às pessoas, seja um equipamento para resfriamento ou aquecimento do ar. Nos sistemas de condicionamento de ar, existem os resfriadores e desumidificadores de ar, além de um sistema de controle de temperatura e umidade que verifica e controla as condições estabelecidas para o ar no ambiente a ser condicionado. Lugares com grande movimento de pessoas, como hospitais e shopping centers, têm centrais de operação nas quais o ar é resfriado e desumidificado e, depois, enviado por dutos até os ambientes desejados. Por sua vez, todo esse condicionamento de ar tem controladores de temperatura e umidade, que atuam modificando o fluxo de ar na entrada do sistema ou a temperatura no resfriador, a fim de garantir o conforto térmico.

Com o intuito de entender melhor e aplicar de forma prática o fundamento de um sistema de resfriamento e desumidificação, assim como um sistema de controle, vamos imaginar que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de projetos de refrigeração e condicionamento de ar. A empresa em que você trabalha foi contratada por uma fábrica de peças de automóveis para a instalação de um sistema de condicionamento. Para esse projeto, deve-se escolher um tipo de resfriador e desumidificador de ar para um ambiente de trabalho dos funcionários da fábrica, determinar a área da serpentina para a troca de calor e realizar o projeto de controle do sistema de condicionamento de ar, usando um registro de entrada de ar na serpentina de resfriamento, a fim de obter a desumidificação necessária para garantir o conforto térmico, especificando a ação do termostato e do umidostato, se a válvula for normalmente aberta (NA) ou normalmente fechada (NF). O seu líder pede para você assumir esse trabalho de cálculos e a entrega dos resultados. A Figura 2.17 (a) mostra dados das temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU) do ar na entrada e saída, e as temperaturas de entrada e saída de água, assim como a temperatura do recinto a ser condicionado. Já a Figura 2.17 (b) mostra a distribuição de temperaturas no tubo da serpentina.

Figura 2.17 | (a) Sistema de condicionamento de ar; (b) distribuição de temperatura e entalpias.



Fonte: elaborada pelo autor.

Para elaboração dos cálculos, você pode considerar que a relação de áreas externa e interna é de 13, o coeficiente de transferência de calor por convecção é de 60 W/m^2K , a condutância térmica da agua é de 3000 W/m^2K e o calor específico da mistura de ar é de 1,02 kJ/kgK .

Será que a umidificação externa da serpentina pode influenciar na transferência de calor? Para o projeto de controle de um sistema de condicionamento de ar, na falta de um umidostato, a umidade poderia ser controlada pelo termostato?

Os tópicos que você precisará consultar para a resolução do problema proposto são: tipos de resfriadores e desumidificadores de ar; transferência de calor e massa; controle pneumático, elétrico e eletrônico; e projeto de um sistema de controle. Na vida profissional, o engenheiro precisa dos conhecimentos e abordagem de equações para resolver um problema, assim, convidamos você à leitura deste material, em que encontrará informações úteis para vida prática.

Não pode faltar

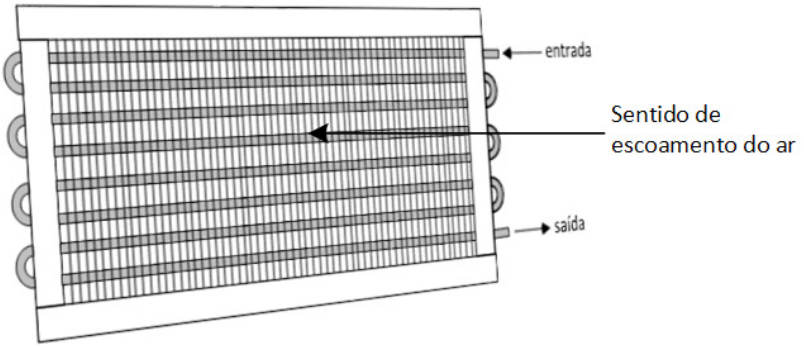
Tipos de resfriadores e desumidificadores de ar

Como você já sabe, a refrigeração ou o condicionamento de ar tem a finalidade de reduzir a temperatura. Essa redução de temperatura está

associada à desumidificação do ar, processo que acontece quando um trocador de calor contendo um líquido a baixa temperatura troca calor com o ar ambiente, causando a condensação da água. Em sistemas de refrigeração a baixas temperaturas, muitas vezes, a água é congelada na parte externa da tubulação do trocador de calor, causando um efeito indesejável. Veja que, para um sistema de conforto, o efeito de desumidificação é desejável sempre que a umidade deva ser controlada.

Os trocadores de calor operam com fluidos, como água ou fluido refrigerante, que escoam no interior dos tubos a baixas temperaturas. Para o resfriamento do ar, a maior parte dos trocadores de calor são aletados transversalmente na parte externa dos tubos, a fim de aumentar a área de transferência de calor com o ar. Vale ressaltar que o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado aletado é baixo quando comparado ao coeficiente de transferência de calor na parte interna do tubo, por onde a água ou o refrigerante é escoado. Um trocador de calor ou serpentina de resfriamento é mostrado na Figura 2.18.

Figura 2.18 | Serpentina de resfriamento para desumidificação do ar



Fonte: elaborada pelo autor.

Como visto na Figura 2.18, temos que o ar escoa do lado externo, passando pelas aletas, enquanto no interior dos tubos a água ou o refrigerante é escoado. Se o refrigerante evapora no interior dos tubos, a serpentina é conhecida como serpentina de expansão direta. As características de uma serpentina de resfriamento de ar são:

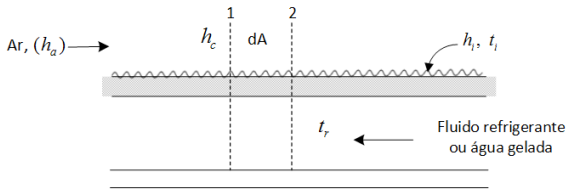
- **Área frontal do resfriador**: corresponde à área da seção transversal por onde escoa o ar, na entrada do trocador;
- **Velocidade frontal do ar**: velocidade do ar na entrada, determinada a partir da vazão volumétrica dividida pela área frontal;

- **Área da superfície do resfriador**: corresponde à área de transferência de calor (aletas e tubos);
- **Número de fileiras de tubos**: é o número de tubos distribuídos na serpentina.

Transferência de Calor e Massa

Para uma serpentina (Figura 2.19), a transferência de calor e massa num resfriador e desumidificador é dada por três processos de transportes: transporte por convecção do ar para a superfície do tubo úmido; condução através do filme de água e metal e; convecção no refrigerante ou água gelada.

Figura 2.19 | Transporte de massa numa serpentina



Fonte: elaborada pelo autor.

Para uma seção de área da serpentina, a taxa de transferência de calor é dada por duas equações. Para a corrente de ar úmido:

$$dq = \frac{h_c dA}{c_{pm}}(h_a - h_i)$$

Para a corrente de fluido refrigerante ou água gelada:

$$dq = h_r dA_i (t_i - t_r)$$

Em que q é a taxa de transferência de calor (W), A e A_i são as áreas externa e interna (m^2) respectivamente, h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$), c_{pm} é o calor específico da mistura de ar ($W/kg \cdot K$), t_i e t_r são as temperaturas da superfície úmida e do refrigerante ou água gelada (°C), respectivamente, e h_r é a condutância térmica, que considera a resistência térmica da superfície molhada nos tubos e aletas e a camada limite do escoamento do refrigerante ou água gelada no interior dos tubos ($W/m^2 \cdot K$).

Para determinar a área da serpentina da equação do *ar úmido*, a entalpia do ar, h_a, (kJ/kg), e a entalpia do ar saturado na temperatura da superfície úmida, h_i, (kJ/kg), devem ser a média aritmética das entalpias nos pontos 1 e 2.

Vale ressaltar que o fluxo de calor numa determinada área também pode ser expresso por $q = \dot{m}(h_{1,a} - h_{2,a})$. Igualando as duas equações acima, tem-se:

$$\frac{t_i - t_r}{h_a - h_i} = \frac{h_c}{c_{pm} h_r} \frac{A}{A_i} = R \qquad (kg \cdot K/kJ)$$

O conhecimento da temperatura da superfície úmida é importante para a análise do comportamento do resfriador. Se na última equação t_r, h_a e R são conhecidos, as variáveis t_i e h_i precisariam ser determinadas. No entanto, a entalpia do ar saturado (h_i) pode ser conhecida sabendo qual a temperatura da superfície úmida (t_i). Para o ar úmido, uma tabela de propriedades termodinâmicas do ar saturado à pressão atmosférica, tal como a tabela disponível em Stoecker e Jones (1985, p. 457), pode ser utilizada.

Uma forma de calcular h_i é através da equação cúbica em função de t_i para o intervalo de 2 a 30°C, que é:

$$h_i = 9{,}3625 + 1{,}7861(t_i) + 0{,}01135(t_i^2) + 0{,}00098855(t_i^3)$$

Substituindo essa última equação na equação anterior, tem-se:

$$\frac{t_i}{R} - \frac{t_r}{R} - h_a + 9{,}3625 + 1{,}7861(t_i) + 0{,}01135(t_i^2) + 0{,}00098855(t_i^3) = 0$$

Para determinar o valor de t_i, conhecendo $t_r >$, h_a e R, pode-se usar o método de Newton-Raphson ou o método de tentativa e erro.

Exemplificando

Temos um resfriador de ar em que a temperatura da água gelada, t_r, é de 6°C e o ar está com uma temperatura de bulbo úmido de 20°C. Qual será a temperatura t_i e h_i se o valor de *R* for 0,5?

Solução: a entalpia do ar na temperatura de bulbo úmido de 20°C, usando a tabela disponível em Moran et al. (2018, p. 854), é $h_a = 57{,}9\, kJ/kg$. Usando a equação:

$$\frac{t_i}{R} - \frac{t_r}{R} - h_a + 9{,}3625 + 1{,}7861(t_i) + 0{,}01135(t_i^2) + 0{,}00098855(t_i^3) = 0$$

Temos que:

$$\frac{t_i}{0{,}5} - \frac{6}{0{,}5} - 57{,}9 + 9{,}3625 + 1{,}7861(t_i) + 0{,}01135(t_i^2) + 0{,}00098855(t_i^3) = 0$$

Portanto, o valor de t_i é encontrado por tentativa e erro ou pelo método de Newton-Raphson. A solução de t_i é igual a 14, 55°C

Remoção de umidade

Para determinar a taxa de remoção de umidade, a área e a temperatura da superfície molhada precisam ser conhecidas. Assim, a taxa de remoção de umidade é dada pela seguinte equação:

$$\text{Taxa de remoção de água} = \dot{m}(w_1 - w_2) \qquad (kg/s)$$

Também podemos expressar a taxa de remoção de água para o incremento de área entre o ponto 1 e 2 da Figura 2.19, usando a média aritmética das umidades entre 1 e 2.

$$\text{Taxa de remoção de água} = \frac{h_c A_{1-2}}{c_{pm}} \left(\frac{w_1 + w_2}{2} - \frac{w_{i,1} + w_{i,2}}{2} \right) \qquad (kg/s)$$

Em que $\dot{m}$ é a vazão mássica do ar em kg/s, w_1 e w_2 são a umidade específica do ar nos pontos 1 e 2, respectivamente, $w_{i,1}$ e $w_{i,2}$ são a umidade específica do ar saturado na temperatura da superfície molhada do metal do tubo nos pontos 1 e 2, respectivamente. Igualando as duas expressões, tem-se a seguinte equação:

$$\dot{m}(w_1 - w_2) = \frac{h_c A_{1-2}}{c_{pm}} \left(\frac{w_1 + w_2}{2} - \frac{w_{i,1} + w_{i,2}}{2} \right)$$

Assimile

Na saída da serpentina, a temperatura do bulbo úmido do ar frio está próxima do estado de saturação. Portanto, a entalpia é diretamente determinada pelo diagrama psicrométrico ou pela tabela de propriedades termodinâmicas do ar saturado fornecida em Stoecker e Jones (1985, p. 457).

Comportamento da Serpentina

É preciso saber que a superfície da serpentina estará molhada sempre que a temperatura da superfície for menor que a temperatura do ponto de orvalho do ar na entrada. No entanto, algumas vezes, só uma porção da superfície que se encontra próxima da entrada do ar pode estar seca. A condensação só acontece quando a temperatura da superfície da serpentina é igual à temperatura do ponto de orvalho do ar na entrada. Frequentemente, essas análises feitas até aqui sobre comportamento das serpentinas não são um método de rotina utilizado por projetistas na hora de escolher uma serpentina, no entanto, é necessário que o engenheiro saiba e entenda, na hora de avaliação, o que acontece com a serpentina no processo de resfriamento e desumidificação do ar, sobretudo quando

catálogos dos fabricantes não são disponíveis. Geralmente, os fabricantes mostram o comportamento das serpentinas na forma de gráficos ou de tabela de dados, que são maneiras práticas e rápidas para escolher uma serpentina para uma determinada aplicação. Algumas informações sobre o comportamento de um tipo de serpentina do catálogo de um fabricante são mostradas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 | Comportamento de uma serpentina de resfriamento de expansão direta usando refrigerante 22; entrada de ar na serpentina com temperatura de bulbo seco (TBS) de 30°C e temperatura de bulbo úmido (TBU) de 21,7°C

Temperatura do refrigerante 1,7°C					
2,0 m/s , velocidade frontal			**3,0 m/s , velocidade frontal**		
Nro fileiras	TBS final, °C	TBU final, °C	Nro fileiras	TBS final, °C	TBU final, °C
2	17,0	16,2	2	18,6	17,3
3	14,7	14,1	3	16,3	15,6
4	12,6	12,3	4	14,6	14,0
6	9,8	9,6	6	11,7	11,4
8	7,9	7,8	8	9,7	9,5

Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 176).

Uma característica de uma serpentina é que cada fileira sucessiva de tubos remove menos calor que a sua antecessora. Isso pode ser verificado pela diminuição da entalpia do ar em cada fileira de tubos. Outra característica é que um incremento na velocidade frontal do ar ocasiona o aumento da temperatura de bulbo seco e úmido do ar na saída da serpentina.

Controle Pneumático, elétrico, eletrônico e por computador em condicionadores de Ar

Um sistema de controle para uma instalação de condicionamento de ar deve cumprir três funções básicas:

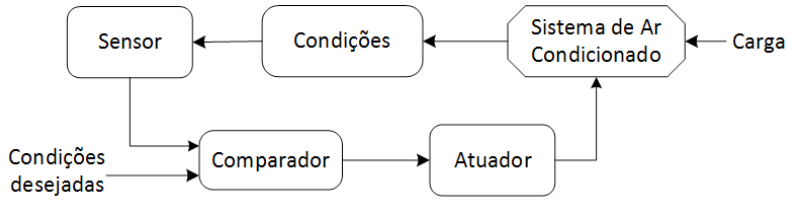
a) Regular o sistema para que as condições de conforto sejam mantidas no espaço ocupado;

b) Operar o equipamento de forma eficiente;

c) Proteger o equipamento e o edifício contra danos e proteger os ocupantes em relação a qualquer tipo de acidente.

Agora, pensando em funcionamento, o sistema de controle deve atuar no sentido de reduzir a capacidade e nunca aumentá-la. Seus componentes principais são mostrados na Figura 2.20.

Figura 2.20 | Sistemas de controle e seus componentes básicos



Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985).

Sabemos que existem vários tipos de sensores, atuadores e outros equipamentos pneumáticos, elétricos e eletrônicos. O tipo padrão utilizado em instalações de condicionamento de ar de grande porte foi e ainda é o pneumático, no qual os sinais das variáveis físicas são transformados em pressão de ar e transmitidos, acionando os registros (*dampers*), por meio do operador, as válvulas e outros atuadores. A distinção entre sistemas elétricos e eletrônicos é um pouco arbitrária, uma vez que todos os sistemas elétricos são verdadeiramente eletrônicos. Mas "eletrônico" geralmente se refere à incorporação de dispositivos. Os sistemas elétricos competem com os pneumáticos e predominam em condicionamento de ar em pequenos edifícios. As razões pelas quais os sistemas pneumáticos ainda têm prevalecido em grandes sistemas são: (1) o sistema pneumático fornece controle modular; (2) são mais fáceis para a maioria dos profissionais de prestação de serviços (*facilities*) entender, manter e reparar; e (3) a pressão de ar operando através de um cilindro-pistão ainda é o meio mais prático de fornecer a energia necessária para operar válvulas e registros.

Não há exigência de que um sistema seja todo pneumático ou todo elétrico; pode até ser híbrido e, em tal combinação, os sensores e transmissão dos sinais de controle podem ser elétricos ou eletrônicos, enquanto a força motriz final no atuador for pneumática.

Aqui, enfatizaremos o controle pneumático, porque as funções fornecidas pelos elementos pneumáticos são basicamente as mesmas que as fornecidas pelos elétricos ou eletrônicos. Vários são os componentes disponíveis para o projetista utilizar em seu projeto de controle, como válvulas de líquidos, válvulas para controle de ar, registros para dificultar a passagem de ar, reguladores, sensores, termostatos, umidostatos, etc.

Os sistemas controlados por computador são os mais utilizados em edifícios ou complexos de vários edifícios. No computador, é programado o sistema de controle para a tomada de decisões e para executar cálculos. Mesmo em sistemas controlados por computador, o acionamento do registro ou válvula pode ser pneumático.

Saiba mais

Mais informações sobre registros, seus tipos, etc., podem ser encontradas na seção *Tipo de Registros e Grelhas* do Capítulo 14 do livro a seguir: MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar Condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2017.

O que temos em comum em todos os sistemas pneumáticos é o sistema de fornecimento de ar, composto pelo compressor, tanque de armazenamento e filtro de ar. Em algumas instalações, nas quais as linhas de ar estão sujeitas a baixas temperaturas, um pós-resfriador condensa e remove grande parte da água no ar para não congelar nas linhas de distribuição. Em alguns casos, um separador de óleo é aconselhável, particularmente se o compressor descarregar óleo no ar.

A válvula utilizada para abertura ou fechamento do escoamento do refrigerante ou água quente na serpentina, tem uma vital importância. No caso de aquecimento de um ambiente, a válvula deverá ser aberta até alcançar a temperatura programada no ambiente. Vale ressaltar que o fechamento e abertura da válvula deverão ser controlados pela temperatura do termostato.

O termostato é um instrumento utilizado para controlar a temperatura para que ela não varie. Existem termostatos de ação direta e inversa. O termostato de ação direta basicamente funciona com um sistema de pressão interna de ar, com abertura e fechamento da entrada de ar na câmara do termostato. Assim, esse termostato de ação direta proporcionará um aumento da temperatura quando houver um aumento da pressão de controle. No entanto, o termostato de ação inversa é aquele em que há um aumento de temperatura quando a pressão de controle diminui.

Projeto à prova de falhas (*fail safe*)

A perda de pressão pelo fornecimento de ar é uma situação que deve ser antecipada no projeto do sistema de controle. Em climas moderados e frios, o *status* que vários elementos devem reverter em caso de perda de pressão pelo fornecimento de ar é a seguinte:

Serpentinas de aquecimento: válvulas normalmente abertas.

Serpentinas de resfriamento: não é decisivo, as válvulas normalmente podem estar abertas ou fechadas.

Umidificação: válvulas normalmente fechadas.

Entrada de ar exterior e ar de exaustão: Registros normalmente fechados.

Lembre-se

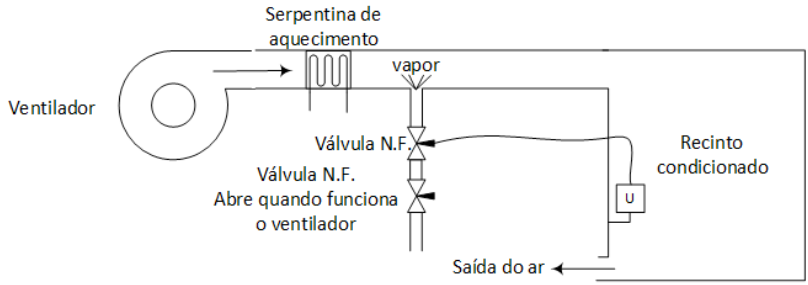
Um termostato de um recinto regula o registro no duto de fornecimento de ar frio e, assim, fornece uma vazão de ar variável. Você acha que o registro deve estar normalmente aberto, ou normalmente fechado e o termostato estará atuando de modo direto ou inverso? Por que?

Projeto de um sistema de controle

A partir dos elementos estudados anteriormente, é possível fazer o projeto de um sistema de controle; no entanto, alguns outros dispositivos são necessários, tais como, o umidostato e termostato principal e secundário.

Temos que, em climas frios, o condicionamento de ar de um ambiente causará a diminuição de umidade relativa, podendo baixar até 10%. Portanto, é necessário um sistema de umidificação. A umidificação é feita através de um umidostato, que é um instrumento que atua sobre o controle de umidade. Assim, têm-se 2 tipos de umidostato: o mecânico e o elétrico. O umidostato mais utilizado é aquele que introduz vapor na corrente de ar de insuflamento ou fornecimento através do controle de válvula normalmente fechado (N.F.), como mostrado na Figura 2.21.

Figura 2.21 | Sistema de um umidostato e umidificador

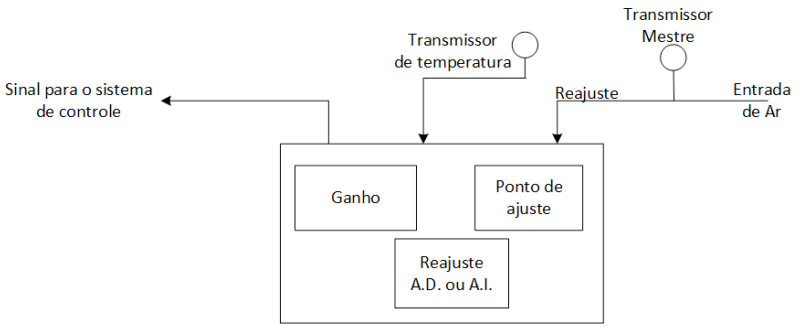


Fonte: elaborada pelo autor.

A válvula de controle de vapor geralmente fica fechada, para evitar excesso de umidade quando há variação de pressão de controle. Uma outra válvula de vedação é instalada na linha de vapor, a qual fica aberta (N.A) quando o ventilador está funcionando. Para não existir o problema de atraso de leitura, pois o umidostato está localizado no recinto condicionado e não na entrada de ar e nem após o umidificador (entrada de vapor), é melhor instalar um segundo umidostato na Figura 2.21, ou seja, um umidostato no duto de ar, depois do umidificador. Assim, se, por exemplo, a umidade desejada no ambiente for 40%, o umidostato do ambiente reajusta o umidostato do duto para, deste modo, manter a umidade em 40%, permitindo um controle da umidade do ar insuflado.

Os termostatos principal e secundário servem para aplicações nas quais seja necessário mudar o ajuste de controle automaticamente, por exemplo, a temperatura de ar de um duto quente pode ser programada para ser diminuída quando a temperatura externa aumentar. O transmissor escolhido geralmente é de ação direta, a fim de que o aumento da temperatura corresponda a um aumento da pressão que será transmitida ao controlador. Agora, o reajuste no controlador pode ser de ação direta (A.D.) ou ação inversa (A.I.). A Figura 2.22, mostra um controlador com ação principal e secundária com reajuste no controlador.

Figura 2.22 | Controlador de um termostato principal e secundário



Fonte: elaborada pelo autor.

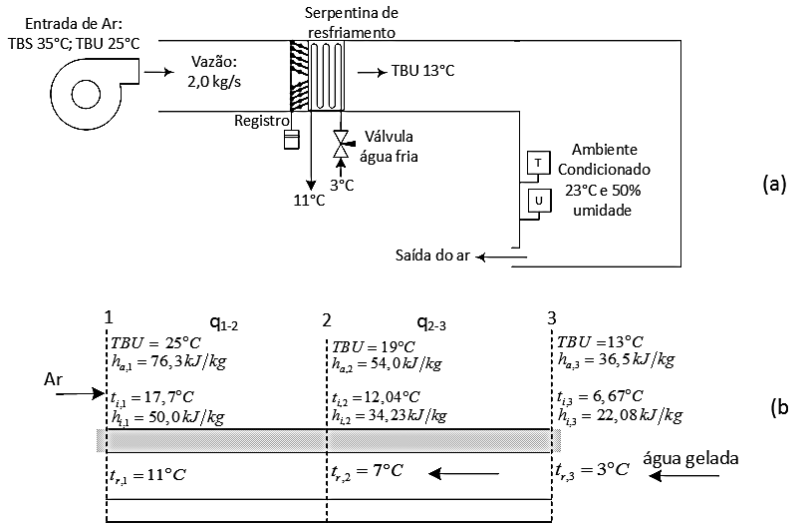
Para melhor avaliar um termostato principal e secundário, primeiramente se avalia o transmissor de temperatura, que, se a pressão aumenta, deverá atuar como ação direta. No caso do reajuste, deverá ser constatado como varia a pressão no transmissor mestre. Se existir baixa pressão do transmissor de temperatura, ele será um de ação inversa.

Sem medo de errar

Para começar a desenvolver a resolução de seu problema, vamos relembrar que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de refrigeração e condicionamento de ar e o seu líder precisa atender a um cliente de uma fábrica de peças de automóveis com a instalação de um sistema de condicionamento de ar. Seu líder pede para você escolher o tipo de resfriador e desumidificador de ar, calcular a área de transferência de calor da serpentina e fazer o projeto de controle do sistema de condicionamento de ar, especificando a ação do termostato e do umidostato e se a válvula de água será normalmente aberta (NA) ou fechada (NF). O registro utilizado deverá ser de entrada de ar na serpentina de resfriamento, para aumentar a desumidificação. A Figura

2.17 (a) mostra as condições de temperatura do ar na entrada e saída da serpentina e as do recinto. A relação de áreas externa e interna é 13, o coeficiente de transferência de calor por convecção é 60 W/m^2K , a condutância térmica é 3000 W/m^2K e o calor específico da mistura de ar é 1,02 kJ/kgK .

Figura 2.17 | (a) Sistema de condicionamento de ar; (b) distribuição de temperatura e entalpias



Fonte: elaborada pelo autor.

Primeiramente, a escolha do tipo do resfriador e desumidificador seria do tipo de tubos aletados na superfície externa do tubo, já que esse tipo de trocador de calor é o mais utilizado, proporcionando uma maior superfície de contato para a troca de calor com o ar. Você sabe que, nesse tipo de trocador de calor, os tubos estão distribuídos discretamente numa superfície e as placas ou aletas são colocadas perpendicularmente aos tubos. Para determinar a área necessária da serpentina de resfriamento, você pode considerar um tubo só ou dividi-lo ele em várias seções, como o existente num trocador de calor de tubos aletados, e você deve conhecer a taxa de calor em cada seção da serpentina.

Vamos considerar o tubo dividido em duas seções, como mostra a Figura 2.17 (b). Como são conhecidas as temperaturas do ar e da água fria nos pontos 1 e 3, as temperaturas do ar e água gelada no ponto 2 são calculadas com a média das temperaturas nos pontos 1 e 3. Então, na carta psicrométrica (MORAN et al., 2018, p.854), é fixado a temperatura de bulbo úmido dos pontos 1, 2 e 3 localizadas nas respectivas linhas diagonais da carta psicrométrica que, prolongadas para o lado esquerdo, fazem a leitura das

respectivas entalpias do ar seco. Assim, $h_{a,1} = 76,3 kJ/kg$, $h_{a,2} = 54,0 kJ/kg$ e $h_{a,3} = 36,5 kJ/kg$. Os valores de *R*, a temperatura t_i e entalpia h_i nos pontos 1, 2 e 3 são calculados com a seguinte equação e os resultados são mostrados na Figura 2.17 (b):

$$R = \frac{h_c}{c_{pm} h_r} \frac{A}{A_i} = \frac{60 W/m^2 K}{(1,02 kJ/kgK)(3000 W/m^2 K)} = 0,2549 \frac{kg \cdot K}{kJ} \qquad \Rightarrow \qquad R = 0,2549 \frac{kg \cdot K}{kJ}$$

$$\frac{t_i}{R} - \frac{t_r}{R} - h_a + 9,3625 + 1,7861(t_i) + 0,01135(t_i^2) + 0,00098855(t_i^3) = 0$$

$$h_i = 9,3625 + 1,7861(t_i) + 0,01135(t_i^2) + 0,00098855(t_i^3)$$

Analisando o **Ponto 1**, temos que: substituindo o valor de *R*, $h_{a,1} = 76,3 kJ/kg$ e $t_{r,1} = 11°C$ (temperatura de água na saída da serpentina) na equação de $t_{i,1}$ acima, usando o método de tentativa e erro ou pelo método de Newton Raphson, obteremos o valor de $t_{i,1} = 17,7°C$. Conhecido $t_{i,1}$, obtemos o valor de $h_{i,1} = 50,0 kJ/kg$.

Analisando o **Ponto 2**, temos que: o procedimento de cálculo de $t_{i,2}$ e $h_{i,2}$ é o mesmo feito que para $t_{i,1}$ e $h_{i,1}$. Assim:

$$\frac{t_{i,2}}{0,2459} - \frac{7}{0,2459} - 54,0 + 9,3625 + 1,7861(t_{i,2}) + 0,01135(t_{i,2}^2) + 0,00098855(t_{i,2}^3) = 0; t_{i,2} = 12,04°C$$

$$h_{i,2} = 9,3625 + 1,7861(12,04) + 0,01135(12,04^2) + 0,00098855(12,04^3); \; h_{i,2} = 34,23 kJ/kg$$

Analisando o **Ponto 3**, temos que: seguindo o mesmo método anterior: $t_{i,3} = 6,67°C$ e $h_{i,3} = 22,08 kJ/kg$.

A taxa de fluxo de calor nos trechos 1 - 2 e 2 - 3 são calculadas como:

$$q_{1-2} = \dot{m}(h_{a,1} - h_{a,2}) = 2,0 kg/s(76,3 - 54,0) kJ/kg \quad \Rightarrow \quad q_{1-2} = 44600 W$$
$$q_{2-3} = \dot{m}(h_{a,2} - h_{a,3}) = 2,0 kg/s(54,0 - 36,5) kJ/kg \quad \Rightarrow \quad q_{1-2} = 35000 W$$

A área da serpentina para os trechos 1 - 2 e 2 - 3 pode ser calculada com a equação: $q = h_c A / c_{pm}(h_a - h_i)$; porém, a entalpia do ar (h_a) e entalpia na superfície úmida (h_i) são a média das entalpias entre os pontos 1 e 2. Assim:

$$A_{1-2} = \frac{q_{1-2} C_{pm}}{hc\left(\frac{h_{a,1} + h_{a,2}}{2} - \frac{h_{i,1} + h_{i,2}}{2}\right)} = \frac{(44600 W)(1,02 kJ/kgK)}{(60 W/m^2 K)\left[\left(\frac{76,3 + 54,0}{2}\right) - \left(\frac{50,0 + 34,2}{2}\right)\right](kJ/kg)} = 32,9 m^2$$

$$A_{2-3} = \frac{(35000 W)(1,02 kJ/kgK)}{(60 W/m^2 K)\left[\left(\frac{54,0 + 36,5}{2}\right) - \left(\frac{34,23 + 22,08}{2}\right)\right](kJ/kg)} = 34,8 m^2$$

Portanto, a área total da superfície da serpentina será de:

$$A_{Total} = 32,9m^2 + 34,8m^2 = 67,71m^2$$

Finalmente, para o projeto do sistema de controle de condicionamento de ar, no início da operação, o registro de ar de entrada deverá permanecer normalmente aberto, assim como a válvula de entrada de água gelada. Porém, devido à ação do termostato, caso a temperatura do ambiente seja maior de 23°C, a válvula de entrada de água deverá estar normalmente aberta e, se a temperatura do ambiente for menor de 23°C, a válvula deverá estar normalmente fechada.

Para definirmos a ação do umidostato, temos que se a umidade relativa do ambiente estiver maior que 50%, o registro de ar deverá ser fechado e, se a umidade do ambiente for menor de 50%, o registro deverá ser aberto. Ainda podemos acrescentar a essa situação o que deveria ser feito se a temperatura e a umidade do ar não pudessem ser mantidas e o controle de temperatura tiver preferência sobre a umidade; então, o controlador deveria atuar fechando a água gelada, quando a temperatura for menor que 23°C, ou abrindo, quando a temperatura for maior que 23°C, enquanto o registro de ar deve estar fechado quando a temperatura for menor que 23°C, e aberto quando a temperatura for maior que 23°C.

Desta forma, o seu problema foi resolvido. Para o desenvolvimento da resolução desse problema, você conseguiu utilizar os conceitos e fundamentos apresentados neste material e aprendeu a resolver problemas de serpentinas de resfriamento e desumidificação, assim como aplicar um projeto de um sistema de controle.

Avançando na prática

Resfriamento de um recinto e escolha da serpentina

Descrição da situação-problema

Vamos pensar que você é um engenheiro que tem que realizar o condicionamento de ar de uma sala de conferências. Para isso, você precisa determinar algumas informações. Qual a área da serpentina? Que tipo de resfriador deverá ser utilizado? A vazão de ar na entrada deve ser de 2,2 kg/s, a temperatura de bulbo seco na entrada é de 32°C e de bulbo úmido 20°C, a água fria na entrada da serpentina é de 7°C e na saída, 12°C. Além disso, o ar na saída deve ter uma temperatura de bulbo úmido de 13°C. A razão da

área externa incluindo as aletas com área interna (A/A_i) deve ser de 17. O h_c é $50{,}0\,W/m^2K$ h_r é $3{,}0\,kW/m^2K$ e o c_{pm} é de $1{,}02\,kJ/kg\,K$.

Resolução da situação-problema

Para solucionar seu problema, primeiramente, encontramos o valor de *R* com a seguinte equação:

$$R=\frac{h_c}{c_{pm}h_r}\frac{A}{A_i}=\frac{50\,W/m^2K}{\left(1{,}02\,kJ/kgK\right)\left(3000\,W/m^2K\right)}\left(17\right)=0{,}2778$$

Posteriormente, determinamos as entalpias do ar seco, a temperatura e a entalpia do ar saturado na superfície úmida da serpentina. Para determinar a entalpia do ar seco, usamos a carta psicrométrica (MORAN et al., 2018, p. 854), em que fixamos a temperatura de bulbo úmido na respectiva linha diagonal da carta psicrométrica que, prolongada para o lado esquerdo, faz a leitura da respectiva entalpia do ar seco. Assim, na entrada no ponto 1, a entalpia do ar seco a 20°C é de $h_{a,1}=57{,}6\,kJ/kg$. Assumindo um escoamento em contracorrente, o valor da água fria no ponto 1 é $t_{r,1}=12°C$. Substituindo $t_{r,1}$, $h_{a,1}$ e *R* na seguinte equação e resolvendo $t_{i,1}$ por tentativa e erro ou pelo método Newton-Raphson, temos:

$$\frac{t_i}{R}-\frac{t_r}{R}-h_a+9{,}3625+1{,}7861\left(t_i\right)+0{,}01135\left(t_i^2\right)+0{,}00098855\left(t_i^3\right)=0\text{ ,}$$

onde; $t_{i,1}=15{,}74°C$.

Para determinar a entalpia do ar saturado na superfície molhada, usamos a equação geral:

$$h_i=9{,}3625+1{,}7861\left(t_i\right)+0{,}01135\left(t_i^2\right)+0{,}00098855\left(t_i^3\right),$$

onde; $h_{i,1}=44{,}14\,kJ/kg$

Na saída, o ar tem a temperatura de bulbo úmido de 13°Ce, então, $h_{a,2}=36{,}7\,kJ/kg$.

Da mesma forma, aplicamos as equações acima para encontrar o valor de $t_{i,2}$ e $h_{i,2}$ na saída. Resolvendo as equações, temos que $t_{i,2}=9{,}41°C$ e $h_{i,2}=28{,}0\,kJ/kg$.

O fluxo de calor transferido nesta área é determinado por:

$$q_{1-2}=\dot{m}(h_{a1}-h_{a2})=2{,}2\,kg/s\,(57{,}6-36{,}7)\,kJ/kg=45{,}98\,kJ/s \quad \text{então:} \quad q_{1-2}=45980\,W$$

Calculamos a área usando a média da entalpia entre a entrada e saída do ar:

$$q_{1-2} = \frac{h_c A}{c_{pm}}\left(h_a - h_i\right) \quad \Rightarrow \quad A = \frac{q \cdot c_{pm}}{h_c\left(h_a - h_i\right)} = \frac{\left(45980\,W\right)\left(1{,}02\ kJ/kg \cdot K\right)}{\left(50{,}0\,W/m^2\,K\right)\left[\left(\frac{57{,}6+36{,}7}{2}\right)-\left(\frac{44{,}14+28{,}0}{2}\right)\right]\frac{kJ}{kg}}$$

$$A = 84{,}65\,m^2$$

Portanto, a área da serpentina, considerando 1 tubo, será de 84,65 m^2. Como na maior parte dos trocadores de calor são usados os de tubos aletados, o tipo recomendado do resfriador será o de tubo aletado na superfície externa dos tubos, que aumenta a área de transferência de calor para o ar.

Faça valer a pena

1. O funcionamento de um sistema de condicionamento de ar está constituído pela instalação de vários componentes, como registros (*dampers*), vários tipos de sensores, atuadores e outros equipamentos pneumáticos, elétricos e eletrônicos. Assim, para o bom funcionamento de um sistema de condicionamento de ar, é necessário um sistema de controle que garanta as condições desejadas no ambiente.

A instalação de um sistema de condicionamento de ar para um recinto requer um sistema de controle que mantenha a temperatura indicada para o recinto. Considerando a operação de um controlador, pode-se afirmar que ele:

I. Regula o sistema para que as condições de conforto sejam mantidas no espaço ocupado.

II. Opera o equipamento de forma eficiente.

III. Controla a umidade na entrada do ar.

IV. Protege o equipamento e o edifício contra danos e proteger os ocupantes de acidentes.

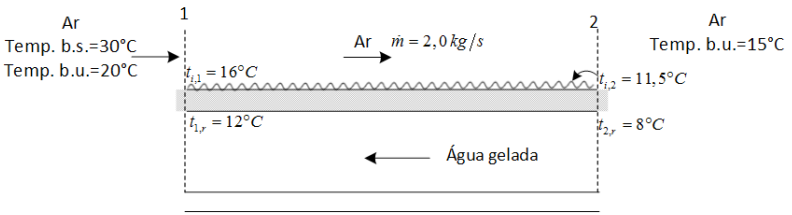
Analisando a operação de um controlador, avalie as afirmativas apresentadas no texto-base, considerando as funções básicas que um sistema de controle deve cumprir, e assinale a alternativa correta:

a) São corretas as afirmativas I e II, apenas.
b) São corretas as afirmativas I, II e III, apenas.
c) São corretas as afirmativas I, II, III, e IV.
d) São corretas as afirmativas II e III, apenas.
e) São corretas as afirmativas I, II e IV, apenas.

2. Nos sistemas de condicionamento de ar para diminuir a temperatura de um recinto é utilizado um fluido refrigerante ou água gelada em uma serpentina de resfriamento. O ar escoa pela parte externa do tubo, causando a condensação da água e a troca térmica com o refrigerante ou água gelada.

Num sistema de condicionamento de ar, o ar é resfriado em contracorrente através de uma serpentina com água gelada. O ar entra numa vazão de 2,0 kg/s com temperatura de bulbo seco de 30°C e a temperatura de bulbo úmido é de 20°C. Na saída, a temperatura de bulbo úmido do ar é de 15°C. A temperatura da água na entrada é de 8°C e, na saída, 12°C. Além disso, a temperatura da superfície molhada na saída da serpentina é de 16°C e na entrada é de 11,5°C. Considere que a área entre os pontos 1 e 2 é de 35 m², o calor específico da mistura do ar é de $1{,}02\,kJ/kg \cdot K$ ($1020\,J/kg \cdot K$) e o coeficiente por convecção é de 55 W/m^2K. Qual é a umidade específica, em kg de água por kg de ar seco? Assinale a alternativa correta. A seguinte Figura mostra o sistema de resfriamento do ar.

Figura | Sistema de resfriamento do ar



Fonte: elaborada pelo autor.

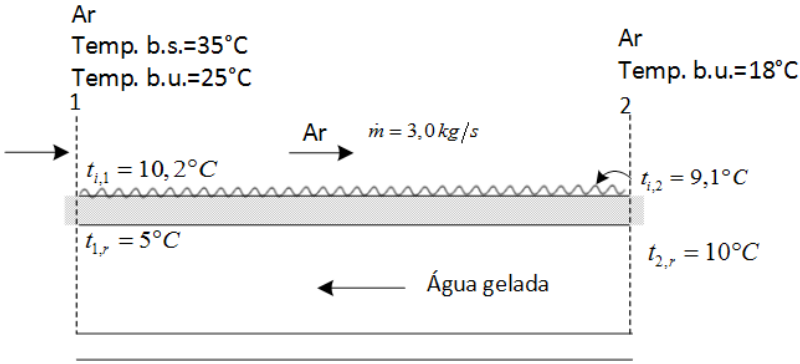
Assinale a alternativa correta.

a) 0,040 kg de água/kg de ar seco.
b) 0,045 kg de água/kg de ar seco.
c) 0,030 kg de água/kg de ar seco.
d) 0,020 kg de água/kg de ar seco.
e) 0,010 kg de água/kg de ar seco.

3. Para conhecer a área superficial de uma serpentina para realizar a transferência de calor entre o ar e o refrigerante ou água gelada, é necessário conhecer as temperaturas do ar saturado na superfície úmida da serpentina na entrada e na saída da serpentina. Assim, essa informação é importante quando se trata de fazer um projeto de uma serpentina para resfriamento e desumidificação de ar.

Considere 3,0 kg/s de ar escoando em contracorrente numa serpentina com água gelada. A serpentina é de 1 tubo e as temperaturas na superfície molhada do tubo são de 9,1°C na entrada da água gelada e 10,2°C na saída da água gelada, como mostra a figura a seguir. O ar entra nas temperaturas de bulbo seco de 35°C e bulbo úmido de 25°C, e sai na temperatura de bulbo úmido de 18°C. Água gelada entra a 10°C e sai a 5°C. Qual é a área da serpentina? Assinale a alternativa correta, assumindo que o coeficiente de transferência de calor, h_c, é de 50,0 W/m^2K e calor específico da mistura de ar de 1,02 kJ/kgK.

Figura | Resfriamento e desumidificação do ar.



Fonte: elaborada pelo autor.

a) 40,5 m².
b) 44,1 m².
c) 47,8 m².
d) 50,2 m²
e) 51,2 m².

Referências

BERGMAN, T.L.; et al. **Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora Ltda, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.

REIS, B. L.; BARBOSA, R. M.; MENDES, N. HVAC-LST – Software de Simulação de Sistemas de Climatização. **Encontro Nacional de Conforto no Ambiente**, Maceió, p. 1602-1611, 2005. Disponível em: http://www.infohab.org.br/encac/files/2005/ENCAC05_1602_1611.pdf. Acesso em: 29 de out. 2018.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar Condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Tradução Alberto Hernandez Neto; Arlindo Tribess; Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 8 ed. Tradução Robson Pacheco Pereira, Gisele Maria Ribeiro Vieira, Paulo Pedro Kenedi, Fernando Ribeiro da Silva. Rio de Janeiro: LTC, 2018. 862 p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução José M. Saiz Jabardo, Euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior e Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.

Unidade 3

Sistemas de refrigeração: equipamentos

Convite ao estudo

Prezado aluno, você deve se lembrar de que nas seções anteriores vimos o funcionamento de um ciclo de refrigeração, que é composto por equipamentos como o compressor, o condensador e o evaporador e componentes como as válvulas de expansão, utilizados em refrigeradores, congeladores, sistemas de condicionamento de ar, sistemas de refrigeração em automóveis, dentre outras aplicações.

Nesta unidade de ensino serão abordados os conceitos fundamentais desses equipamentos, o que nos permitirá realizar uma análise de um sistema de compressão a vapor. Esse conhecimento é necessário para compreender melhor o sistema de refrigeração, identificando os equipamentos e componentes e aplicando as etapas do projeto de um condensador.

Com a finalidade de usar e colocar esses conceitos em prática, vamos imaginar que você trabalha como engenheiro em uma fábrica de equipamentos de refrigeração que está desenvolvendo um projeto de um sistema de refrigeração para a conservação de levedura de uma indústria de cerveja, e o seu líder pede que você assuma a responsabilidade por esse projeto.

Assim, na primeira fase do projeto, será necessário estabelecer e definir o tipo de compressor que deverá ser usado para realizar a compressão do gás refrigerante R134a. Além disso, com base nas especificações do compressor, obtidas de catálogos do fabricante, será necessário determinar a vazão mássica do fluido refrigerante, a eficiência volumétrica efetiva e a eficiência de compressão, uma vez que esses dados são importantes para o projeto de refrigeração.

Esse equipamento é importante, pois estrategicamente a cervejaria (seu cliente) tem planos de expandir os investimentos nacional e internacionalmente, e o sucesso no atendimento a esse equipamento abrirá portas para a atuação da empresa em que você trabalha no fornecimento de equipamentos no cenário internacional.

Um segundo ponto a ser resolvido nesse projeto é a especificação do condensador. Como você já sabe, o gás refrigerante que sai do compressor é direcionado para o condensador a fim de diminuir a sua temperatura. Nesse

processo de transferência de calor pede-se que você determine a taxa de transferência de calor e, consequentemente, a área específica para a transferência de calor no condensador.

Como terceiro ponto, será necessário determinar o comportamento do sistema completo entre o compressor, o condensador e o evaporador, com base em informações técnicas de um determinado compressor. Então, mediante simulação matemática, será preciso determinar a capacidade de refrigeração, a potência do compressor, a taxa de rejeição de calor no condensador e as temperaturas de evaporação e condensação. Veja que nesse processo será avaliado o sistema completo, trazendo informações importantes da operação do sistema para o projeto.

Você acha que a formação de condensado de água no tubo externo do evaporador pode afetar a transferência de calor? O tubo capilar ou a válvula de expansão podem ser usados como dispositivo de expansão para um determinado sistema de refrigeração?

Na primeira seção desta unidade estudaremos os compressores alternativos, os tipos de compressores e a determinação da eficiência. Na segunda seção, veremos os condensadores e o projeto de um condensador, assim como estudaremos os evaporadores e o comportamento dos evaporadores. E na terceira seção serão abordados os dispositivos de expansão, tais como tubos capilares e as válvulas de expansão, e a simulação do comportamento do sistema completo.

Seção 3.1

Compressores alternativos e compressores parafuso

Diálogo aberto

Prezado aluno, como já visto anteriormente, o sistema de refrigeração é composto de vários equipamentos, e cada um deles tem uma função específica dentro do ciclo de refrigeração. Assim, um dos equipamentos desse ciclo é o compressor, que tem a importante função de comprimir o gás refrigerante, aumentando a sua pressão e temperatura.

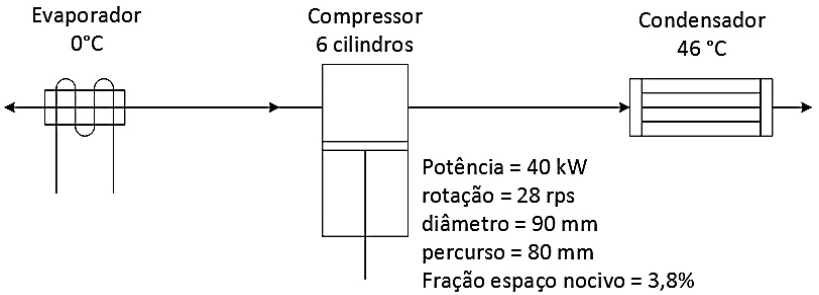
Você já deve ter visto no refrigerador de casa que o compressor é totalmente fechado e hermético. Note que ele é utilizado também em sistemas compactos de ar-condicionado. Além disso, temos o compressor parafuso, que tem várias aplicações, por exemplo em supermercados: equipamentos compactos como *chillers*, unidades condensadoras e indústrias em geral.

O compressor alternativo do tipo aberto facilita a manutenção e é utilizado em grandes supermercados e indústria de processos. Hoje em dia, nos supermercados são utilizados compressores de alta eficiência, que apresentam o melhor desempenho energético em termos de consumo de energia e são aplicados em diversas indústrias para produção de ar comprimido.

Para colocarmos em prática os conceitos aprendidos, uma vez entendendo e conhecendo o funcionamento de um compressor, vamos pensar que você é um engenheiro que trabalha em uma fábrica de equipamentos de refrigeração que está desenvolvendo um projeto de um sistema de refrigeração para a conservação de levedura de uma indústria de cerveja, tendo sido indicado pelo seu líder para executar esse projeto.

Para essa etapa do projeto é necessário especificar e indicar o tipo de compressor que deverá ser escolhido para realizar a compressão de R134a, usado como fluido refrigerante. Outras informações importantes que você precisa calcular para o projeto são a eficiência volumétrica efetiva, a eficiência de compressão e a vazão mássica do fluido refrigerante a ser usado no compressor. A Figura 3.1 mostra um diagrama e as informações necessárias do compressor.

Figura 3.1 | Unidade de compressão com refrigerante R134a



Fonte: elaborada pelo autor.

A partir do catálogo de um compressor de 5 cilindros, operando com refrigerante R134a, você obtém a informação de que a rotação é de 28 rotações por segundo (rps) para uma potência de 40 kW. O diâmetro do cilindro de compressão é de 90 mm, o percurso é de 80 mm e a fração do espaço nocivo é de 3,8%. A temperatura de evaporação deverá ser de 0 $°C$ e a temperatura do condensador de 46 °C.

Para resolver esse problema, você vai precisar saber mais sobre compressores alternativos e desempenho de compressores ideais, eficiência volumétrica efetiva e de compressão e compressores de palheta e centrífugo.

Você acha que a eficiência de um compressor pode ser determinada considerando um processo isentrópico? Ou, então, você já ouviu falar sobre a eficiência do espaço nocivo?

Para responder a essas e outras questões, comece a ler deste material a fim de agregar novos conhecimentos.

Não pode faltar

Compressores alternativos

No sistema de refrigeração, o compressor pode ser considerado o elemento fundamental do sistema, pois a finalidade dele no ciclo de refrigeração é bombear o fluido refrigerante. Os compressores, que são providos de cilindros de ação simples, podem ser monocilindros ou multicilindros. Os arranjos de um compressor multicilindro podem ser em V, W radialmente ou em linha. A Figura 3.2 mostra o arranjo de um compressor de configuração W de 86 Hp de potência.

No processo de sucção do pistão, o gás refrigerante, que está a baixa pressão, é succionado (aspirado) pela válvula de sucção. Após, no processo de descarga, o pistão comprime o refrigerante e, em seguida, empurra-o para fora pela válvula de descarga, que geralmente está localizada no cabeçote do cilindro.

Figura 3.2 | Compressor alternativo para refrigerante R22 de configuração *W*

Fonte: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Compresor_alternativo_R22.jpg. Acesso em: 4 fev. 2019.

Existem os compressores herméticos, os quais se caracterizam por serem fechados. No seu interior, o motor e o pistão são montados sobre molas, e, quando o compressor entra em funcionamento, o motor é resfriado pelo próprio fluido do sistema. Nos equipamentos, tais como geladeiras, congeladores e aparelhos condicionadores de ar residenciais, são utilizados compressores herméticos. Como a umidade pode danificar o motor, antes da carga do gás é necessária a desidratação da unidade. Em compressores herméticos maiores, as cabeças dos cilindros são geralmente removíveis, a fim de se ter acesso às válvulas e aos pistões para manutenção. Esse tipo de unidade é denominado de compressores semi-herméticos.

Um compressor tem duas características importantes, que são a capacidade de refrigeração e a sua potência. Essas duas características de um compressor são controladas, em grande parte, pelas pressões de sucção e descarga. Normalmente, é feita uma análise de um compressor ideal, o que possibilita obter um melhor entendimento dos efeitos das pressões, e depois faz-se a comparação com um compressor real.

Em compressores alternativos, existem dois tipos de eficiência. A eficiência volumétrica efetiva e a eficiência volumétrica do espaço morto ou nocivo. A eficiência volumétrica efetiva é dada pela seguinte equação:

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no compressor } (m^3/s)}{\text{taxa de deslocamento do compressor } (m^3/s)} \times 100$$

A *taxa de deslocamento do compressor* é o volume deslocado pelos pistões no curso de sucção por unidade de tempo. A taxa de deslocamento é dada por:

$$Taxa\ de\ deslocamento = (N^o cilindros)(rotação)(volume\ do\ cilindro) \quad (m^3/kg)$$

Em que *Nº cilindros* se refere ao número de cilindros do compressor, a *rotação* é dada em rotações por segundo (*rps*) e o *volume do cilindro* é dado em m^3 por cilindro por rotação ($m^3/cil \cdot r$). O volume do cilindro é determinado com base no diâmetro do cilindro (D) e no deslocamento do êmbolo (m) , que são especificações típicas do fabricante do compressor.

Exemplificando

Um compressor de 3 cilindros com rotação de 30 rps tem cilindros com diâmetro de 80 mm e deslocamento do êmbolo de 60 mm. Determine a taxa de deslocamento.

Solução: a taxa de deslocamento é dada pela seguinte equação:

$$Taxa\ de\ deslocamento = (3cil)(30\frac{r}{s})\left(\pi\frac{0{,}080^2}{4} \times 0{,}060)\right)\frac{m^3}{cil \cdot r}$$

$$Taxa\ de\ deslocamento = 0{,}0271\ m^3/s = 27{,}1 L/s$$

No processo de descarga do gás comprimido, uma quantidade de volume de gás não consegue ser liberada pois o pistão atinge o ponto morto, o que ocorre por não haver uma diferença de pressão entre a câmera e a saída. Assim, esse volume ocupado na câmera é chamado de espaço nocivo. Então, a eficiência volumétrica do espaço nocivo pode ser expressa pela seguinte equação.

$$\eta_{vn} = 100 - x\left(\frac{V_1}{V_c} - 1\right)$$

Em que x é a fração de espaço nocivo (%), dado por: $x = \frac{V_c}{V_3 - V_c} \times 100$; V_1 é o volume em que o gás se expande até um ponto 1 da câmera (m^3); V_c é o volume mínimo ou volume do espaço nocivo (m^3); e V_3 é o volume máximo ou final em que o êmbolo é deslocado na câmera (m^3).

Quando a expansão é isentrópica, a relação de V_1/V_c pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\frac{V_1}{V_c} = \frac{v_{suc}}{v_{des}}$$

Dado que v_{suc} é o volume específico de sucção ou vapor admitido no compressor (m^3/kg ou L/kg); e v_{des} é o volume específico do vapor após a compressão isentrópica (m^3/kg). Os valores de volumes específicos podem ser obtidos das tabelas termodinâmicas de vapor superaquecido de Stoecker e Jones (1985, p. 463-466) ou dos diagramas de pressão--entalpia de vapor superaquecido do fluido refrigerante (STOECKER; JONES 1985, p. 472-476).

Desempenho de um compressor ideal

O processo de expansão e compressão do gás retido no espaço nocivo é considerado isentrópico e afeta a eficiência volumétrica de um compressor ideal. Essa eficiência volumétrica do espaço nocivo geralmente diminui quando a temperatura de evaporação do gás diminui. No caso do refrigerante R22, a eficiência volumétrica chega a ser nula quando a temperatura de evaporação é de -61 $°C$.

Para um compressor ideal, a vazão mássica pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \text{taxa de deslocamento}\left(\frac{\eta_{vn}/100}{v_{suc}}\right) \qquad \left(L/s\right)$$

Em que a taxa de deslocamento é dada em m^3/s , e η_{vn} é a eficiência volumétrica no espaço nocivo. A potência para um compressor ideal é dada pela seguinte equação:

$$P = \dot{m}\Delta h_i \qquad P = \dot{m}(h_2 - h_1) \qquad (kW)$$

Em que P é a potência (kW), $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s), Δh_i é o trabalho de compressão isentrópica (kJ/kg), h_2 é a entalpia na saída do compressor (kJ/kg) e h_1 é a entalpia de sucção ou a entrada no compressor (kJ/kg).

Exemplificando

A temperatura do evaporador de um refrigerador operando com refrigerante R22 é de 5 $°C$ e a temperatura do condensador é de 45 $°C$. Se o desempenho do compressor é baseado no superaquecimento do gás em 10 $°C$ na sucção do compressor, qual é a eficiência volumétrica do espaço nocivo? A fração do espaço nocivo é de 4,1%.

Solução: o processo é isentrópico, a temperatura de evaporação (saturação) é de 5 $°C$ e, tendo em vista que o desempenho do compressor no superaquecimento é de +10 $°C$, então a temperatura de sucção do compressor (entrada no compressor) será de (10 $°C$ +5 $°C$) 15 $°C$. O gás está na região superaquecida. Da tabela de vapor superaquecido do refrigerante R22 (STOECKER; JONES, 1985, p. 467): $v_{suc} = 42,5379\, L/kg$ e $s_1 = 1,7708\, kJ/kg \cdot K$. Como a temperatura do condensador é de 45 $°C$, então a temperatura na saída do condensador é a mesma. Assim, a entalpia na saída do compressor é $s_1 = 1,7708\, kJ/kg \cdot K$, e, interpolando, temos que $v_{des} = 15,9250\, kJ/kg$ (STOECKER; JONES, 1985, p. 469). Então:

$$\eta_{vn} = 100 - x\left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} - 1\right) = 100 - 4,1\left(\frac{42,5379}{15,9250} - 1\right) = 93,15\%$$

Portanto, temos que a eficiência volumétrica do espaço nocivo será de 93,15%.

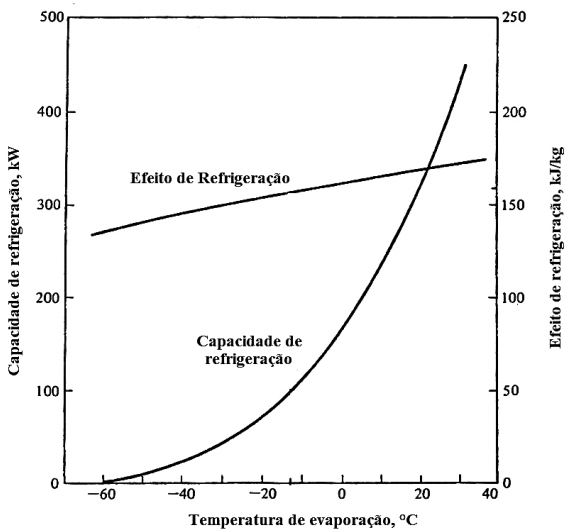
Capacidade de refrigeração

A capacidade de extrair calor do espaço refrigerado (evaporador) é conhecida também como a capacidade de refrigeração, que pode ser dada pela seguinte equação:

$$q = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (kW)$$

Em que h_1 e h_4 são as entalpias do refrigerante na saída e na entrada do evaporador (kJ/kg). Na Figura 3.3, para o refrigerante R22 pode ser observado um aumento do efeito de refrigeração, ou seja, um aumento nas diferenças da entalpia entre a saída e a entrada do evaporador $(h_1 - h_4)$ com o aumento da temperatura de evaporação. Por sua vez, quando a temperatura de evaporação aumenta, a capacidade de refrigeração também aumenta.

Figura 3.3 | Efeito e capacidade de refrigeração de um compressor ideal com fração de espaço nocivo de 4,5%, taxa de deslocamento de 50 L/s , temperatura de condensação de 35 $°C$ para o refrigerante R22



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 235).

Eficiência volumétrica efetiva

Alguns fatores, tais como perda de carga através de válvulas de sucção e descarga, fugas de gás através dos anéis dos pistões e aquecimento do cilindro pela sucção do gás, podem afetar a eficiência volumétrica. Por outro lado, o volume específico do gás no interior do cilindro é maior do que o volume específico do gás quando entra no cilindro do compressor, que é a posição na qual está baseada a eficiência volumétrica efetiva. Se considerarmos todos os fatores mencionados, a eficiência volumétrica efetiva (ou real) tende a diminuir com relação à eficiência volumétrica do espaço nocivo. Consequentemente, a eficiência volumétrica efetiva será sempre menor que a eficiência volumétrica do espaço nocivo, seja qual for a relação entre a pressão de descarga e de sucção.

Eficiência de compressão

A eficiência de compressão é dada pela seguinte equação:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabalho de compressão isentrópica}\,(kJ/kg)}{\text{Trabalho efetivo de compressão}\,(kJ/kg)} \times 100$$

Dado que o trabalho de compressão isentrópica e o trabalho efetivo de compressão estão referidos para a mesma pressão de sucção e de descarga. Vale ressaltar que as eficiências de compressão para compressores alternativos de tipo aberto estão geralmente na faixa de 65% a 70%. Efeitos como o atrito de superfície e a queda de pressão através de válvulas diminuem a eficiência de compressão.

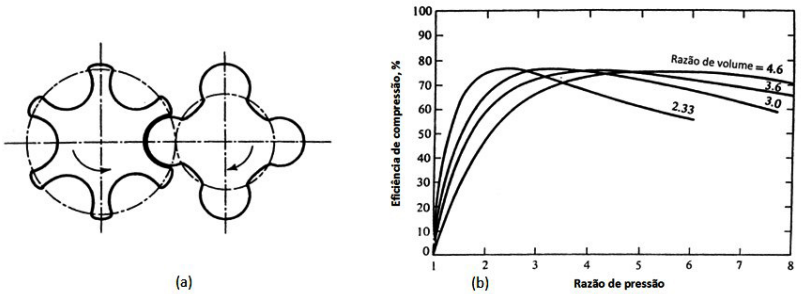
Assimile

Lembre-se de que a eficiência volumétrica efetiva é referente ao volume de gás que ingressa no compressor e ao volume coberto pelos êmbolos na sucção, ambos por unidade de tempo. Enquanto que a eficiência de compressão leva em consideração o trabalho de compressão ideal e o trabalho efetivo ou real de um compressor.

Compressor parafuso – características de desempenho

O corte transversal do rotor de um compressor parafuso simples é mostrado na Figura 3.4a. Aqui podem ser observados dois rotores entrelaçados: o macho com 4 lóbulos (à direita) aciona o rotor fêmea (à esquerda) alojado em um espaço estacionário. O vapor do refrigerante ingressa por uma extremidade do compressor e o abandona pela outra extremidade. Quando o vapor é admitido no compressor, um vácuo é criado, fluindo para o interior. Pouco antes do ponto em que o espaço entre os lóbulos deixa a porta de entrada, todo o comprimento da cavidade é preenchido pelo gás. Assim, quando começa a rotação, os lóbulos macho e fêmea se encaixam, e o gás retido é movimentado para o interior, circulando em torno do alojamento (ou carcaça do compressor) até diminuir o volume e ser comprimido. Em um certo ponto do processo de compressão, o orifício de descarga é aberto, e o gás comprimido é descarregado.

Figura 3.4 | Compressor parafuso simples: (a) vista transversal de um compressor parafuso; (b) eficiências de quatro compressores parafuso



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 244-245).

Os compressores parafuso atualmente vêm sendo aplicados basicamente em supermercados de grande porte. O custo de manutenção é elevado, assim como o custo de aquisição. Hoje em dia, o mais utilizado é o compressor de parafuso duplo, que é formado por um conjunto duplo de rotores (macho e fêmea) para comprimir o vapor. O rotor macho possui 4 lóbulos, enquanto que o rotor fêmea possui 6 lóbulos, sendo conhecidos como arranjo de 4+6. Alguns compressores de condicionamento de ar usam outros arranjos, por exemplo de 5+7.

Você sabe que, em um certo ponto do processo de compressão, a porta de descarga é aberta para o vapor sair. Esse ponto faz parte do projeto de um compressor e estabelece uma razão entre volumes internos do compressor. Uma razão de volume interno está associada a uma relação de pressão interna (descarga e sucção) e um compressor tem seu melhor desempenho para uma determinada razão de pressão. A Figura 3.4b mostra a variação da eficiência de compressão com a razão de pressão interna para diferentes compressores. A operação normal de um sistema de refrigeração acontece dentro de uma faixa de razão de pressão à medida que as condições de operação de um condensador e evaporador vão mudando, de tal modo que um compressor parafuso não opera em eficiência máxima. No entanto, as eficiências são altas e não devem mudar se não houver uma variação brusca da relação de pressão de carga e descarga.

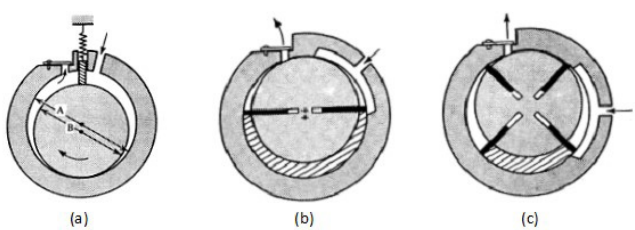
Reflita

Você recomendaria utilizar um compressor parafuso para um refrigerador de capacidade de refrigeração de 10 kW? Por quê?

Compressores de palhetas

Os dois tipos básicos de compressores de palhetas são o de palheta única e de múltiplas palhetas (Figura 3.5). Os compressores de palhetas são usados principalmente em refrigeradores domésticos, congeladores e condicionadores de ar, embora também possam ser usados como compressores de reforço na porção de baixa pressão de grandes sistemas de compressão de múltiplos estágios.

Figura 3.5 | Compressor de palheta: (a) palheta única; (b) múltiplas palhetas – duas palhetas; (c) múltiplas palhetas – quatro palhetas



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 246-247).

No tipo de palheta única, mostrado na Figura 3.5 (a), temos a linha central do eixo sendo a mesma que a linha central do cilindro. A linha central do eixo, no entanto, está localizada excentricamente no rotor, de modo que, quando o rotor gira, ele entra em contato com o cilindro. O compressor tipo de palheta única tem um divisor que separa as câmaras de sucção e de descarga.

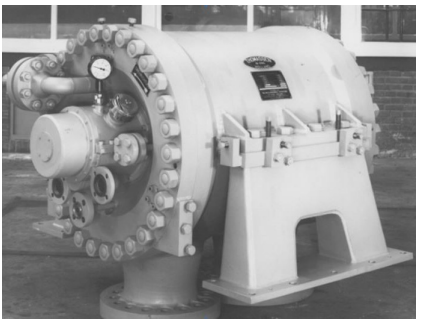
No compressor de múltiplas palhetas, mostrado nas Figuras 3.5 (b) e (c), o rotor gira em torno da sua própria linha central, mas as linhas centrais do cilindro e do rotor não coincidem. O rotor tem duas ou mais palhetas deslizantes, que são seguras contra o cilindro por força centrífuga.

Para o compressor de duas palhetas, mostrado na Figura 3.5 (b), o deslocamento por revolução é proporcional ao dobro da área hachurada. Para o compressor de quatro palhetas, mostrado na Figura 3.5 (c), o deslocamento por revolução é proporcional a 4 vezes a área hachurada. Até um certo ponto, então, o deslocamento é maior no compressor com o maior número de pás.

Compressores centrífugos

Quando temos grandes instalações, particularmente para instalações de refrigeração de água utilizadas em grandes instalações de condicionamento de ar, usamos compressores centrífugos, como visto na Figura 3.6.

Figura 3.6 | Compressor centrífugo



Fonte: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/30/Thomassen-Elliott_centrifugal_compressor%2C_barrel_type.JPG. Acesso em: 4 fev. 2019.

A operação desses compressores é similar em construção de bombas centrífugas, em que o fluido de entrada entra no olho do impelidor giratório e é jogado, por força centrífuga, para a periferia do impelidor. Assim, as lâminas do impelidor transmitem uma alta velocidade ao gás e também aumentam a pressão. Do impelidor, o gás flui em lâminas difusoras ou em uma voluta, onde parte da energia cinética é convertida em pressão. O compressor centrífugo pode ser fabricado com apenas uma roda, se a razão de pressão for baixa (embora as máquinas sejam geralmente de múltiplos estágios). Os compressores centrífugos operam com eficiência de compressão adiabática de 70% a 80%.

Os impelidores em compressores centrífugos são equipados com lâminas curvadas para trás, ao contrário do que foi mostrado para os ventiladores,

os quais eram equipados com lâminas curvadas para frente. É certo que o ar que flui através de um ventilador foi tratado como um fluido incompressível, enquanto que, no compressor centrífugo, o vapor refrigerante é claramente comprimido. Para um compressor de velocidade constante, à medida que a vazão inicia em zero e aumenta, o acúmulo de pressão desenvolvido pelo compressor começa em um valor diferente de zero, aumenta por um tempo e depois cai progressivamente.

Duas dimensões que um projetista deve saber que são cruciais do impelidor são o diâmetro da roda e a largura entre as faces do impelidor. Quando ele for projetar um sistema de compressor centrífugo, deve selecionar uma combinação dessas dimensões juntamente com uma opção de refrigerante. A magnitude do diâmetro da roda é fortemente ditada pela pressão de descarga que deve ser alcançada, porque, para uma dada velocidade rotativa, um grande diâmetro da roda fornecerá uma maior velocidade de ponta, o que resulta em uma maior razão de pressão.

Compressores centrífugos podem usar amônia, mas estágios adicionais de compressão podem ser necessários. Os projetistas de compressores centrífugos lutam constantemente para manter altas eficiências com máquinas de pequena capacidade. Muitas vezes, a escolha de um refrigerante de baixa densidade permite manter uma ampla largura do rotor para uma determinada capacidade.

Concluindo, cada compressor estudado nesta seção, seja ele alternativo, parafuso, de palheta ou centrífugo, apresenta qualidades distintas, podendo ser aplicado para diferentes capacidades de refrigeração, em que um tipo de compressor pode ter alguma vantagem com relação ao outro. Normalmente, os compressores alternativos dominam desde capacidades de refrigeração muito pequenas até cerca de 300 kW. Já os compressores centrífugos são mais utilizados para unidades com capacidade de refrigeração de 500 kW ou mais. O compressor parafuso encontrou uma brecha nas capacidades de 300 kW a 500 kW e acaba competindo com grandes compressores alternativos e com pequenos compressores centrífugos. O compressor de palhetas compete com o compressor alternativo, principalmente no mercado de refrigeradores domésticos e condicionadores de ar. Em plantas de refrigeração industrial, muitas vezes é feita uma combinação de compressores parafuso e alternativos.

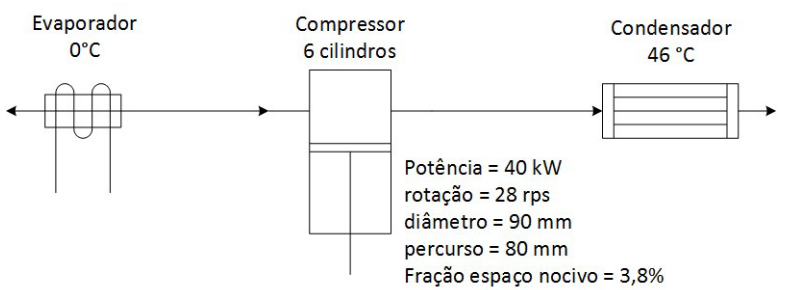
Os conceitos aprendidos nesta seção são a base para o conhecimento e a aplicação sobre compressores na indústria de refrigeração, uma vez que são considerados detalhes específicos sobre o cilindro do compressor para a determinação da eficiência. Mais adiante, veremos sobre condensadores e evaporadores, assim como o projeto do condensador. Veja como é importante

conhecer os componentes de um sistema de refrigeração e saber como projetá-los para uma determinada finalidade. Nesse contexto, o conteúdo apresentado contribuirá para sua formação.

Sem medo de errar

Relembrando que você é um engenheiro que trabalha em uma fábrica de equipamentos de refrigeração e está desenvolvendo um projeto de um sistema de refrigeração para a conservação de levedura de uma indústria de cerveja, temos que o seu líder pede para você indicar o tipo de compressor que deverá ser escolhido para uso de R134a como fluido refrigerante. Além disso, é necessário determinar a eficiência volumétrica efetiva, a eficiência de compressão e a vazão mássica do fluido refrigerante a ser usado no compressor. Você conta com algumas informações para um compressor de 5 cilindros, obtidas do catálogo do fabricante. A rotação é de 28 rps, diâmetro da câmera é de 90 mm, o percurso do pistão de 80 mm e a fração do espaço nocivo é de 3,8%. Além disso, a temperatura de evaporação é de 0 $°C$ e a temperatura do condensador de 46 $°C$. A Figura 3.6 mostra as informações para o compressor e o sistema.

Figura 3.6 | Unidade de compressão com refrigerante R134a



Fonte: elaborada pelo autor.

Como a capacidade de refrigeração dada no problema é de 40 kW, podemos sugerir o uso do compressor tipo alternativo, o qual é indicado para pequenas capacidades de refrigeração até 300 kW. Não sugeriria o tipo parafuso, pois é indicado para capacidades de refrigeração de 300 kW até 500 kW, nem o centrífugo, que é utilizado para capacidades acima de 500 kW. O compressor do tipo paleta é mais indicado para refrigeradores domésticos, congeladores e condicionadores de ar residenciais.

Para começar a resolver o seu problema, primeiramente determinamos a taxa de deslocamento do compressor pela seguinte equação:

$$Taxa\ de\ deslocamento = (6cil)(28\frac{r}{s})\left(\pi\frac{0{,}090^2}{4}\times 0{,}080)\right)\frac{m^3}{cil\cdot r} = 0{,}0855\ m^3/s = 85{,}5\,L/s$$

Para determinar a vazão mássica, determinamos a eficiência volumétrica do espaço nocivo (η_{vn}), e, para isso, precisamos saber os volumes específicos de sucção e descarga do gás R134a. Na sucção, o gás vem do evaporador a 0 $°C$ e a descarga é considerada na temperatura do condensador de 46 $°C$. Das propriedades de líquido-vapor saturado para R134 a 0 $°C$ temos que, para o vapor saturado, $v_{suc} = 68{,}9\,L/kg$, $h_1 = 247{,}23\,kJ/kg$ e a entropia é de $s_1 = 0{,}9190\,kJ/kg\cdot K$ (MORAN *et al.*, 2018, p. 766). O gás abandona o compressor no estado de vapor superaquecido na temperatura de condensação de 46 °C.

A Tabela 3.1 fornece dados do volume específico, entalpia e entropia para as temperaturas de saturação de 39,39 $°C$ e 46,32 $°C$. Os valores de volume específico, entalpia e entropia para 46 $°C$ são obtidos por interpolação entre as temperaturas de 39,39 $°C$ e 46,32 $°C$ e estão reportados à direita da Tabela 3.1.

Tabela 3.1 | Propriedades termodinâmicas do refrigerante R134a superaquecido, considerando que: volume específico, $v(L/kg)$, entalpia, $h(kJ/kg)$, e entropia, $s(kJ/kg\cdot K)$

	Temperatura de saturação 39,39 $°C$			Temperatura de saturação 46,32 $°C$			Temperatura de saturação Interpolada a 46 $°C$		
T $°C$	v	h	s	v	h	s	v	h	s
50	21,71	280,19	0,9428	17,12	275,52	0,9164	17,33	275,74	0,9176
60	23,01	291,36	0,9768	18,35	287,44	0,9527	18,57	287,62	0,9538

Fonte: Moran *et al*. (2018, p.770).

Lembre-se de que a sucção do compressor ocorre a 0 $°C$ e a descarga, a 46 $°C$. Para compressão isentrópica temos que $s_1 = 0{,}9190\,kJ/kg\cdot K$. Na descarga, v_{des} e h_2 são calculados por interpolação a 46 $°C$. Assim, temos que: $v_{des} = 17{,}37\,L/s$ e $h_2 = 276{,}20\,kJ/kg$. Determinando a eficiência volumétrica do espaço nocivo e a vazão mássica temos:

$$\eta_{vn} = 100 - x\left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} - 1\right) = 100 - 3{,}8\left(\frac{68.9}{17{,}37} - 1\right) = 87{,}73\%$$

$$\dot{m} = \text{taxa de deslocamento}\left(\frac{\eta_{vn}/100}{v_{suc}}\right) = 85{,}5\,L/s\left(\frac{87{,}73/100}{68{,}9\,L/kg}\right) = 1{,}089\,kg/s$$

A eficiência volumétrica efetiva é:

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no comp.}(L/s)}{\text{taxa de deslocamento do comp.}(L/s)}\times 100 = \frac{\dot{m}\cdot v_{suc}}{85{,}5\,L/s}\times 100 = \frac{(1{,}089\,kg/s)(68{,}9\,L/kg)}{85{,}5\,L/s}\times 100$$

$$\eta_{ve} = 87{,}76\%$$

A potência efetiva de compressão pode ser expressa por: $P = \dot{m}(\Delta h)$, em que Δh é o trabalho efetivo de compressão. Então,

$$\Delta h = P/\dot{m} = 40\,kJ/s/1{,}089\,kg/s = 36{,}73\,kJ/kg$$

Da mesma forma, o trabalho de compressão isentrópica é:

$$\Delta h = (h_2 - h_1) = (272{,}20 - 247{,}23) = 24{,}97\,kJ/kg$$

Assim, a eficiência de compressão é determinada a partir da seguinte equação:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabalho de compressão isentrópica}\,(kJ/kg)}{\text{Trabalho efetivo de compressão}\,(kJ/kg)} \times 100 = \frac{24{,}97}{36{,}73} \times 100 = 67{,}98\%$$

Concluindo, temos que os resultados mostram que a eficiência volumétrica efetiva do compressor será de 87,76% e a vazão será de 1,089 kg/s. Considerando a potência real do compressor de 40 kW, obtemos que a eficiência de compressão será de 67,98%. Aplicando os conceitos e as equações abordadas nesta seção, você conseguiu determinar as características do compressor indicado para o projeto. Parabéns!

Avançando na prática

Determinação da eficiência volumétrica efetiva de um compressor

Descrição da situação-problema

Imagine que você é um engenheiro que trabalha em uma empresa de projetos de compressores. A fim de atender a um projeto de refrigeração solicitado por um cliente, você foi indicado pelo seu líder para estimar a eficiência volumétrica e a vazão mássica de um compressor. O compressor deverá operar em uma temperatura de condensação de 45 $°C$ e em uma temperatura do evaporador de -8 $°C$, usando o refrigerante R134a. O compressor indicado será de 6 cilindros, considerando que dados do catálogo do compressor fornecem uma rotação de 30 rps, diâmetro do cilindro de 90 mm, deslocamento do êmbolo de 70 mm, além de o compressor ter 4,5% de espaço nocivo. Com essas informações, você precisará determinar a eficiência volumétrica efetiva e a vazão mássica do refrigerante no compressor.

Resolução da situação-problema

Iniciando a resolução do problema proposto, temos que, com dados do catálogo do compressor, você pode encontrar a taxa de deslocamento. Assim:

$$Taxa\ de\ deslocamento = (6\,cil)(30\frac{r}{s})\left(\pi\frac{0{,}090^2}{4}\times 0{,}070)\right)\frac{m^3}{cil\cdot r} = 0{,}0802\frac{m^3}{s} = 80{,}2\frac{L}{s}$$

O refrigerante R134a ingressa no compressor na temperatura do evaporador de -8 $°C$, e nessa temperatura o volume específico de sucção é de $v_{suc} = 91{,}9\,L/kg$ e a entropia é de $s_1 = 0{,}9239\,kJ/kgK$ (MORAN *et al.*, 2018, p. 766). O volume específico de descarga do compressor, na temperatura de condensação de 45 $°C$, é determinado na condição de vapor superaquecido. A Tabela 3.2 mostra as propriedades de vapor superaquecido para o refrigerante R134a nas temperaturas de saturação de 39,39 $°C$ e 46,32 $°C$. A determinação do volume específico e da entropia a 40 $°C$ é realizada por interpolação entre as temperaturas de 39,39 $°C$ e 46,32 $°C$. Os valores interpolados estão dispostos nas duas colunas à direita da tabela.

Tabela 3.2 | Propriedades termodinâmicas do refrigerante R134a superaquecido

	Temperatura de saturação 39,39 $°C$		Temperatura de saturação 46,32 $°C$		Temperatura de saturação 45 $°C$	
T $°C$	$s(kJ/kg\cdot K)$	$v(L/kg)$	$s(kJ/kg\cdot K)$	$v(L/kg)$	$s(kJ/kg\cdot K)$	$v(L/kg)$
50	0,9428	21,71	0,9164	17,12	0,9214	19,99
60	0,9768	23,01	0,9527	18,35	0,9572	19,23

Fonte: Moran et al. (2018, p. 770).

Para uma compressão isentrópica (ou seja, com $s_1 = 0{,}9239\,kJ/kgK$ constante) a 45 $°C$, interpolando os dados da Tabela 3.2 a 45 $°C$, tem-se que o volume específico de descarga é de $v_{des} = 19{,}94\,L/kg$. Agora, determinando a eficiência volumétrica do espaço nocivo e a vazão mássica, temos que:

$$\eta_{vn} = 100 - x\left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} - 1\right) = 100 - 4{,}5\left(\frac{91{,}9}{19{,}94} - 1\right) = 83{,}76\%$$

Então, a vazão mássica será:

$$\dot{m} = \text{taxa de deslocamento}\left(\frac{\eta_{vn}/100}{v_{suc}}\right) = 80{,}2\,L/s\left(\frac{83{,}76/100}{91{,}9\,L/kg}\right) = 0{,}731\,kg/s$$

A eficiência volumétrica efetiva do compressor será:

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no compressor}}{\text{taxa de deslocamento do compressor}} \times 100 = \frac{\dot{m} \cdot v_{suc}}{80,2\, L/s} \times 100$$

$$\eta_{ve} = \frac{(0,731\, kg/s)(91,9\, L/kg)}{80,2\, L/s} \times 100$$

$$\eta_{ve} = 83,76\%$$

Portanto, a vazão mássica do compressor será de 0,731 kg/s e a eficiência volumétrica efetiva será de 83,76%.

Faça valer a pena

1. No sistema de refrigeração, temos que o compressor é o equipamento utilizado para aumentar a pressão do fluido refrigerante, diminuindo seu volume e aumentando a temperatura. Essa função de um compressor faz com que ele tenha diferentes aplicações na indústria, podendo ser de diferentes tipos.

O compressor com arranjo 4+6 ou 5+7 se refere a que tipo de compressor? Assinale a alternativa correta:
a) Compressor alternativo.
b) Compressor de palhetas.
c) Compressor parafuso duplo.
d) Compressor centrífugo.
e) Compressor parafuso simples.

2. Um compressor normalmente é controlado pelas pressões de sucção e descarga. Em cada etapa de sucção, há um volume de vapor sendo admitido no cilindro do compressor a uma determinada pressão. Assim, quando o vapor comprimido abandona o cilindro, existem um volume e uma pressão finais. Então, a eficiência de um compressor é diretamente proporcional à razão entre a pressão de descarga e sucção.

Um condicionador de ar, trabalhando com refrigerante R134a, mostra uma obstrução do ar no condensador, o que ocasiona o aumento da pressão de condensação, diminuindo a eficiência volumétrica do compressor até um valor nulo. Se a relação de pressão de descarga e sucção do compressor é de 17,2, qual é a pressão de descarga, sabendo que a temperatura de evaporação é 0 $°C$?
Assinale a alternativa correta.
a) 17,2 kPa.
b) 4.050 kPa.
c) 3.400 kPa.
d) 5.036 kPa.
e) 5.830 kPa.

3. Na indústria de refrigeração, um dos fluidos de refrigeração utilizados é a amônia. No compressor, o gás de amônia é comprimido e sai do compressor a uma maior pressão, seguindo para o ciclo de refrigeração. Os fabricantes de compressores geralmente fornecem catálogos com as características do compressor, tais como capacidade de refrigeração, potência, diâmetro do cilindro de compressão, etc.

Um compressor operando com gás de amônia a 40 $°C$ e a uma taxa de deslocamento de 70 L/s tem uma fração de espaço nocivo de 4%. Elabore uma linha de raciocínio e desenvolva os cálculos para determinar qual é a vazão da amônia para uma temperatura de evaporação de -10 $°C$? Assinale a alternativa correta:

a) 0,15 kg/s .
b) 0,41 kg/s .
c) 0,58 kg/s .
d) 0,62 kg/s .
e) 0,73 kg/s .

Seção 3.2

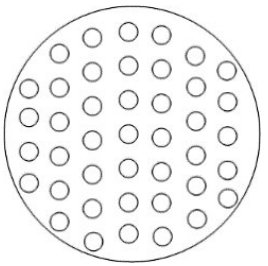
Condensadores e evaporadores

Diálogo aberto

Caro aluno, você sabia que dois componentes são os encarregados de realizar o processo de transferência de calor nos sistemas de refrigeração? São eles o condensador e o evaporador. No condensador, o gás refrigerante está a alta pressão e alta temperatura, enquanto que no evaporador acontece o contrário. No resfriamento do gás, ele condensa na superfície dos tubos, ocasionando uma resistência à transferência de calor, que deve ser levada em consideração no projeto do condensador. Na indústria de refrigeração, existem condensadores e evaporadores que podem ser resfriados a ar ou a água e podem ser herméticos ou abertos. Os condensadores resfriados a ar ou a água têm aplicação em sistemas de condicionamento de ar e em refrigeração comercial. A grande maioria dos equipamentos residenciais de até 60.000 Btu e comerciais de até 600.000 Btu utiliza condensadores a ar. Os condensadores a água também são utilizados em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar, e a distância entre o compressor e o condensador é longa. Já nos evaporadores, acontece a ebulição ou a mudança de fase do líquido, ocasionando uma variação da resistência de transferência de calor de acordo com a fração de líquido vaporizado. Os evaporadores têm aplicação em câmaras frigoríficas para conservação de produtos congelados.

Com o intuito de colocar esses conceitos em prática e conhecendo a operação de um condensador, vamos supor que você é um engenheiro e trabalha em uma fábrica de equipamentos de refrigeração que está desenvolvendo um projeto de um sistema de refrigeração para conservação de levedura de uma indústria de cerveja. Nesta etapa do trabalho, é preciso fazer o projeto de um condensador resfriado a água, e o seu líder pediu para você assumir essa tarefa. O condensador a ser utilizado tem 2 passes no tubo, com um total de 42 tubos de cobre, com diâmetro interno de 13 mm e diâmetro externo de 15 mm, como mostra a Figura 3.7 da seção transversal do condensador.

Figura 3.7 | Arranjo de 42 tubos em um condensador de 2 passes no tubo



Fonte: elaborada pelo autor.

O fluido refrigerante a ser utilizado será o R134a, a temperatura de condensação será de 48 $°C$ e a temperatura dos tubos, de 39 $°C$. O condensador será resfriado com água

proveniente de uma torre de resfriamento, entrando pelos tubos do condensador a uma temperatura de 30 $°C$ e saindo do condensador a 38 $°C$, e o calor rejeitado no condensador será de 75 kW. O seu líder pede para você determinar a vazão mássica de água necessária que deverá ser usada para o resfriamento. Além disso, qual será a área do condensador para a troca de calor e qual será o comprimento de cada tubo? Considere as propriedades termofísicas do refrigerante R134a a 45 $°C$ como: $\rho = 1112{,}0\, kg/m^3$, $\mu = 0{,}0001273\, Pa \cdot s$, $k = 0{,}0714\, W/m \cdot K$ e $h_{lv} = 153{,}33\, kJ/kg$ (BERGMAN *et al.*, 2017, Apêndice A, Tabela A.5). A condutividade térmica do cobre é $k_{Cu} = 401\, W/m \cdot K$. Para a água, considerando a temperatura média de 34 $°C$, as propriedades termofísicas são: $\rho = 994\, kg/L$, $c_p = 4178\, J/kg \cdot K$, $\mu = 739{,}4 \times 10^{-6}\, Pa \cdot s$, $k = 0{,}623\, W/m \cdot K$ (BERGMAN, 2017, Apêndice A, Tabela A.6).

Em que poderia afetar a fabricação de um condensador com uma área 20% maior que a área calculada no projeto? Quais são as variáveis que afetariam diretamente? Por exemplo, a temperatura de saída será maior ou menor que a entrada? E, por último, afetaria no custo do condensador?

Para você começar a resolver esse problema, deverá consultar este material referente a condensadores e projeto de condensadores. Dê uma lida nesta seção para enriquecer seu conhecimento sobre esse assunto. Boa leitura!

Não pode faltar

Condensadores

Os condensadores são equipamentos destinados à transferência de calor entre um fluido frio e um fluido quente (STOECKER; JONES, 1985). O projeto de um trocador de calor envolve o cálculo de diversos parâmetros, tal como coeficientes de transferência de calor, perda de carga do fluido quente, coeficientes de condutividade térmica, dentre outros. Os condensadores podem ser resfriados a água ou resfriados a ar. Os resfriados a água podem ser do tipo multitubular em carcaça (trocadores casco e tubo) e os resfriados a ar são projetados com tubos aletados, dado que o ar flui pelo condensador com a ajuda de um ventilador.

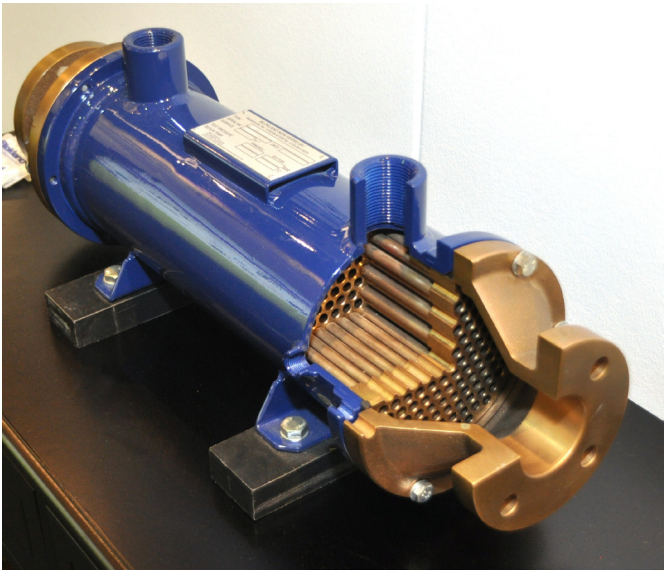
Saiba mais

Você pode ver mais sobre condensadores resfriados a ar e a água no Capitulo 8, *Condensadores, resfriadores de líquido e torres de resfriamento*, do livro:

MILLER, M.; MILLER, M. R. **Ar-condicionado e refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017. Disponível em:

Um condensador multitubular em carcaça resfriado a água pode ser visto na Figura 3.8. Nos condensadores resfriados a água, após a água passar pelos tubos do condensador, ela é transportada a uma torre de resfriamento na qual deverá ser resfriada, rejeitando calor à atmosfera. O condensador a água é preferido em relação ao condensador a ar, quando a distância entre o compressor e o local em que o calor será dissipado for grande. Na maior parte dos projetos, é sugerido transportar água em vez de transportar refrigerante em longas distâncias, porque, nos sistemas com compressores centrífugos acoplados diretamente a um condensador, são requeridos tubos com diâmetros grandes para o escoamento do refrigerante de baixa densidade. Por isso, os condensadores a água são preferíveis para os sistemas que utilizam compressores centrífugos.

Figura 3.8 | Condensador multitubular em carcaça resfriado a água



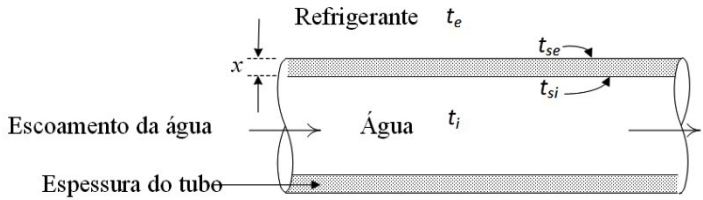
Fonte: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rotterdam_Ahoy_Europort_2011_(60).JPG. Acesso em: 4 fev. 2019.

Projeto de um condensador

Para se determinar a área de um condensador, é necessário conhecer a transferência de calor entre os fluidos quente e frio. A taxa de transferência de calor no condensador está relacionada diretamente com o coeficiente

global de transferência de calor, a área de troca de calor e com a diferença de temperatura entre as correntes. Veja na Figura 3.9 a transferência de calor através da parede do tubo. Há condensadores nos quais o refrigerante passa por dentro dos tubos, e o fluido de resfriamento, gás ou líquido (raramente utilizado), passa por fora, e há condensadores nos quais o refrigerante passa por fora dos tubos, e o fluido de resfriamento, gás (raramente utilizado) ou líquido, passa por dentro.

Figura 3.9 | Transferência de calor em um condensador resfriado a água (refrigerante e água)



Fonte: elaborada pelo autor.

Segundo a Figura 3.9, a taxa de transferência de calor através do tubo é dada por:

Parte externa (convecção)	Parede do tubo (condução)	Parte interna (convecção)
$q = h_e A_e (t_e - t_{se})$	$q = \frac{k}{x} A_m (t_{se} - t_{si})$	$q = h_i A_i (t_{si} - t_i)$

Expressando a transferência de calor em função do coeficiente global, temos:

$$q = U_e A_e (t_e - t_i) \qquad \text{e} \qquad q = U_i A_i (t_e - t_i)$$

Em que q é a taxa de transferência de calor (W); h_e é o coeficiente de transferência de calor na superfície externa ($W/m^2 \cdot K$); A_e é a área externa do tubo (m^2); t_e é a temperatura do refrigerante $(°C)$; t_{se} é a temperatura da superfície externa ($°C$); k é a condutividade térmica do metal ($W/m \cdot K$); x espessura do tubo; t_{si} é a temperatura da superfície interna do tubo ($°C$); A_m é a área média da circunferência do tubo (m^2); A_i é a área interna do tubo (m^2); t_i é a temperatura da água ($°C$); h_i é o coeficiente de transferência de calor na superfície interna ($W/m^2 \cdot K$); U_e e U_i são os coeficientes globais de transferência de calor externa e interna, respectivamente ($W/m^2 \cdot K$).

Como o vapor de refrigerante sai superaquecido do compressor, existe uma distribuição de temperatura ao longo do condensador, e como a diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido de resfriamento é

diferente na seção de superaquecimento (saída do compressor), o coeficiente de transferência de calor por convecção nessa seção geralmente é menor do que no condensador. Devido a esse fato, a diferença de temperatura pode ser representada pela média logarítmica das diferenças de temperatura (ΔT_{ml}), definida pela seguinte equação:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(t_c - t_{ef}) - (t_c - t_{sf})}{\ln\left[(t_c - t_{ef})/(t_c - t_{sf})\right]} = \frac{(t_{sf} - t_{ef})}{\ln\left[(t_c - t_{ef})/(t_c - t_{sf})\right]}$$

Na qual t_c é a temperatura de condensação ($°C$); t_{ef} é a temperatura de entrada do fluido de resfriamento ($°C$) e t_{sf} é a temperatura de saída do fluido de resfriamento ($°C$).

Dessa forma, a ΔT_{ml} pode ser usada no lugar da diferença de temperatura entre o líquido interno e externo, tendo a seguinte equação:

$$q = U_e A_e (\Delta T_{ml}) \qquad \text{e} \qquad q = U_i A_i (\Delta T_{ml})$$

Por outro lado, sabemos que em um condensador resfriado a água, após um certo tempo de uso, o valor de *U* diminuirá devido ao aumento da resistência à transferência de calor do lado da água e devido à ocorrência do fenômeno de incrustação, ocasionado pela deposição de impurezas da água na parede da tubulação. Portanto, um condensador novo deve levar em conta a deposição de impurezas ao longo do tempo de uso, o que afetará o valor de *U*. Assim, é necessário introduzir o termo correspondente à incrustação, $1/h_{fi}$ ($m^2 \cdot K/W$). O valor do coeficiente global de transferência de calor externa, U_e, será expresso pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_c} + \frac{xA_e}{kA_m} + \frac{A_e}{h_{fi}A_i} + \frac{A_e}{h_i A_i}$$

Em que h_c é o coeficiente médio de transferência de calor na condensação na superfície externa de tubos horizontais. O valor do fator de incrustação em condensadores a água é considerado igual a 0,000176 $(m^2 \cdot K/W)$.

Sabemos que, em escoamento de fluidos com transferência de calor, a equação de Nusselt pode ser aplicada. A equação de Nusselt é dada por:

$$Nu = C\,\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^m$$

Na qual *C* é uma constante, *n* e *m* são expoentes da equação, *Re* é o número de Reynolds e *Pr* é o número de Prandtl.

Temos que o número de Nusselt é dado por $Nu = \frac{hD}{k}$; o número de Reynolds é dado por $\mathrm{Re} = \frac{VD\rho}{\mu}$; e o número de Prandtl é dado por $\mathrm{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$.

Substituindo cada uma dessas expressões, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{hD}{k} = 0{,}023\left(\frac{VD\rho}{\mu}\right)^{0,8}\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{0,4}$$

Em que h é coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$); D é o diâmetro interno do tubo (m); k é a condutividade térmica do fluido ($W/m \cdot K$); V é a velocidade média do fluido (m/s); ρ é a densidade do fluido (kg/m^3) ; μ é a viscosidade dinâmica ($Pa \cdot s$) e c_p é o calor específico do fluido ($J/kg \cdot K$). Vale ressaltar que o coeficiente de transferência de calor, h, pode ser determinado a partir dessa equação.

Exemplificando

Qual será o coeficiente de transferência de calor por convecção para a água que escoa através de um tubo de 10 mm de diâmetro interno a uma temperatura de 285 K (11,85 $°C$) e velocidade de 1,5 m/s ?

Solução:

Primeiramente, as propriedades da água a 285 K são:

$\mu = 1225 \times 10^{-6}\, N \cdot s/m^2 = 1{,}23 \times 10^{-3}\, Pa \cdot s$, $k = 590 \times 10^{-3}\, W/m \cdot K$;

$c_p = 4189\, J/kg \cdot K$ e $\rho = 1000\, kg/m^3$ (BERGMAN *et al.*, 2017, Tabela A1).

O número de Reynolds é:

$$\mathrm{Re} = \frac{VD\rho}{\mu} = \frac{(1{,}5\, m/s)(0{,}01\, m)(1.000\, kg/m^3)}{1.225 \times 10^{-6}\, Pa \cdot s} = 12.244{,}9$$

Esse resultado indica que o escoamento é turbulento.

O número de Prandtl é:

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_p\mu}{k} = \frac{(4.189\, J/kg\, K)(1.225 \times 10^{-6}\, Pa \cdot s)}{590 \times 10^{-3}\, W/m\, K} = 8{,}7$$

Finalmente, o coeficiente de transferência de calor por convecção será:

$$h = 0{,}023\frac{k}{D}\left(\frac{VD\rho}{\mu}\right)^{0,8}\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{0,4} = 0{,}023\left(\frac{0{,}59\, W/m\, K}{0{,}01\, m}\right)(12.244{,}9)^{0,8}(8{,}7)^{0,4}$$

$$h = 6.008{,}3\, W/m^2\, K$$

Vale ressaltar que a equação do coeficiente de transferência de calor por convecção é aplicável para fluidos com escoamento turbulento. Como geralmente o escoamento de fluidos em condensadores e evaporadores é turbulento, a equação descrita pode ser usada.

Na parte externa do tubo deverá existir condensação, então o coeficiente médio de transferência de calor na condensação na superfície externa de tubos horizontais, h_c, é dado pela equação:

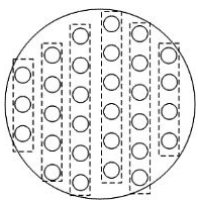
$$h_c = 0{,}725\left(\frac{g\,\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu\,\Delta t\,N\,D}\right)^{1/4} \qquad (W/m^2\,K)$$

Na qual g é a aceleração da gravidade (m/s^2); h_{lv} é a entalpia de vaporização (ou calor latente de vaporização, J/kg); N é o número de tubos dispostos verticalmente dividido pelo número de colunas; Δt é a diferença da temperatura do vapor do refrigerante e a temperatura da superfície do tubo; D é o diâmetro externo do tubo (m). Os dados de condutividade térmica e viscosidade dinâmica para alguns refrigerantes estão reportados em Stoecker e Jones (1985, p. 332) e em Bergman *et al.* (2017, Apêndice A, Tabela A.5).

Exemplificando

Seja um condensador de 30 tubos mostrado na Figura 3.10. Qual será o valor do número de tubos dispostos verticalmente?

Figura 3.10 | Disposição dos tubos no condensador



Fonte: elaborada pelo autor.

Solução:

O valor de N é determinado pela soma dos números de tubos dispostos verticalmente dividido pelo número de colunas, como mostra a Figura 3.10.

$$N = \frac{3+5+6+6+6+4}{6} = 5$$

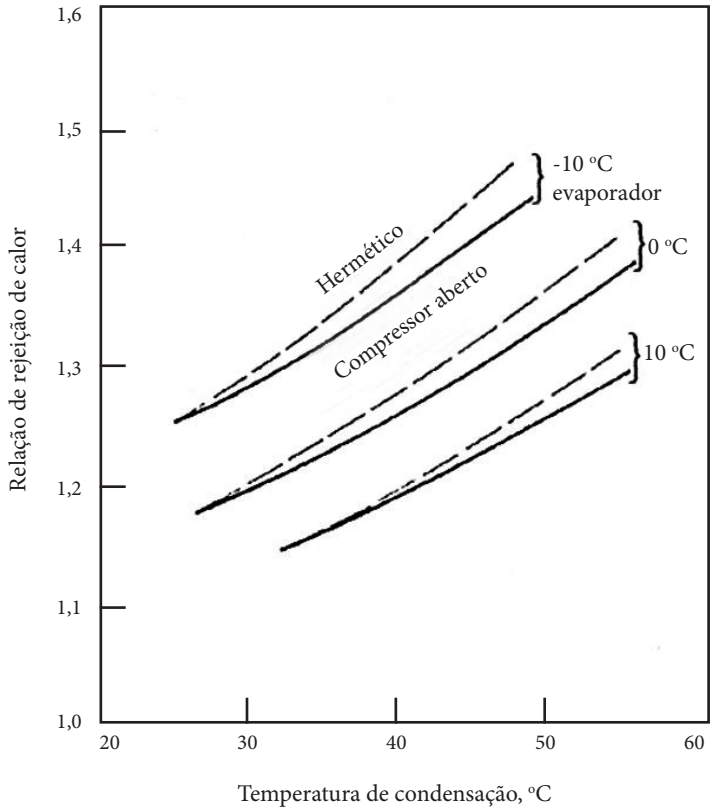
Então o valor de N será igual a 5.

A transferência de calor no condensador é uma função da capacidade de refrigeração e da temperatura de condensação. O calor transferido do condensador para o ambiente é conhecido como o calor rejeitado do condensador e é dado pela seguinte equação:

$$taxa\,de\,calor\,rejeitado\,no\,condensador = (relação\,de\,rejeição\,de\,calor)\times(TCAE) \qquad (kW)$$

Em que *TCAE* é a taxa de calor absorvido no evaporador (kW). A relação de rejeição de calor pode ser determinada pela Figura 3.11, com base no conhecimento da temperatura de condensação, no tipo de compressor aberto ou fechado e na temperatura de evaporação.

Figura 3.11 | Relação de rejeição de calor no condensador em função da temperatura de condensação para o refrigerante 12 e 22



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 271).

Exemplificando

Um sistema de refrigeração com capacidade de refrigeração de 40 kW, em que a temperatura de evaporação é de 0 $°C$ e a temperatura de condensação de é de 30 $°C$, utiliza um compressor hermético. Qual será a taxa de calor rejeitado no condensador?

Solução:
Usando a Figura 3.11, na temperatura de condensação de 30 $°C$, compressor hermético e temperatura do evaporador de 0 $°C$, a relação de rejeição de calor é de 1,2. Então, a taxa de calor rejeitado no condensador será:

$$taxa\,de\,calor\,rejeitado\,no\,condensador = (1{,}2)\times(40) = 48\,kW$$
$$taxa\,de\,calor\,rejeitado\,no\,condensador = 48\,kW$$

Evaporadores

Na maioria dos evaporadores utilizados em sistemas de refrigeração, o refrigerante muda da fase líquida para a fase vapor nos tubos e resfria o fluido que passa pela parte externa dos tubos. Esses evaporadores são frequentemente chamados de *evaporadores de expansão direta*. Há também os evaporadores que resfriam o ar e os resfriadores de líquido, e eles apresentam aletas dentro dos tubos para aumentar a condutância no lado do refrigerante. A Figura 3.12 mostra um evaporador utilizado para resfriar ar.

Figura 3.12 | Evaporador que resfria ar, com distribuidor de refrigerante (lado esquerdo) para manter a alimentação uniforme

Fonte: https://www.flickr.com/photos/nurilanwar/16039383978. Acesso em: 4 fev. 2019.

Os evaporadores de expansão direta, usados em aplicações de condicionamento de ar, são normalmente alimentados por uma válvula de expansão que regula o fluxo de líquido, de modo que o vapor refrigerante deixa o evaporador com algum superaquecimento. Um outro conceito é o evaporador de recirculação de líquido ou evaporador com

sobrealimentação de líquido, no qual o excesso de líquido a baixa pressão e temperatura é bombeado para o evaporador. Uma porção de líquido muda da fase líquida para a fase vapor no evaporador, e o restante sai como líquido. O líquido do evaporador é separado, e o vapor flui para o compressor. Os sistemas de refrigeração industrial de baixa temperatura geralmente usam esse tipo de evaporador, o qual tem a vantagem de molhar todas as superfícies internas do evaporador e manter um alto coeficiente de transferência de calor.

Enquanto o refrigerante muda da fase líquida para a fase vapor dentro dos tubos da maioria dos evaporadores comerciais, em uma classe importante de evaporador de resfriamento de líquido, o refrigerante muda da fase líquida para a fase vapor fora dos tubos. Esse tipo de evaporador é padrão em aplicações de compressor centrífugo. Às vezes, esse evaporador é usado em conjunto com compressores alternativos, mas em tais aplicações deve-se providenciar o retorno do óleo ao compressor. Nos evaporadores nos quais o refrigerante muda da fase líquida para a fase vapor nos tubos, a velocidade do vapor refrigerante é mantida alta o suficiente para levar o óleo de volta ao compressor.

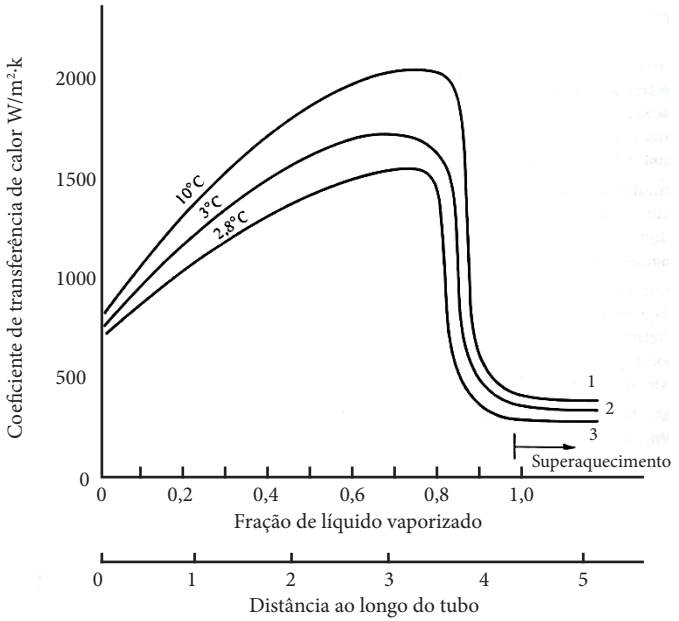
Reflita

Em um sistema de condicionamento de ar, usando um evaporador que resfria ar usando refrigerante a baixa pressão e temperatura, será que é necessário especificar a quantidade de refrigerante líquido que entra no evaporador ou o refrigerante poderia entrar na forma de vapor? Caso o refrigerante entre no evaporador todo na forma de vapor, o desempenho do evaporador será o mesmo comparado ao caso anterior?

Ebulição no interior dos tubos

Quando o refrigerante muda da fase líquida à fase vapor dentro dos tubos, o coeficiente de transferência de calor muda progressivamente conforme o refrigerante flui pelo tubo. O refrigerante entra no tubo do evaporador com uma baixa fração de vapor, e, à medida que o refrigerante passa pelo tubo, a fração de vapor aumenta, intensificando a agitação e aumentando o coeficiente de transferência de calor. Quando o refrigerante é quase todo vaporizado, o coeficiente cai para a magnitude aplicável ao predito pela equação de transferência de calor por convecção forçada. A Figura 3.13 mostra os coeficientes de transferência de calor locais ao longo de um tubo para três níveis diferentes de temperatura para o refrigerante R-22.

Figura 3.13 | Coeficientes de transferência de calor locais ao longo de um tubo para três níveis diferentes de temperatura para o refrigerante R-22



Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 285).

O coeficiente de transferência de calor é mais alto para uma alta temperatura de evaporação, provavelmente porque em altas temperaturas e pressões de evaporação a densidade de vapor é alta, permitindo que uma fração maior do metal seja molhada com líquido.

Assimile

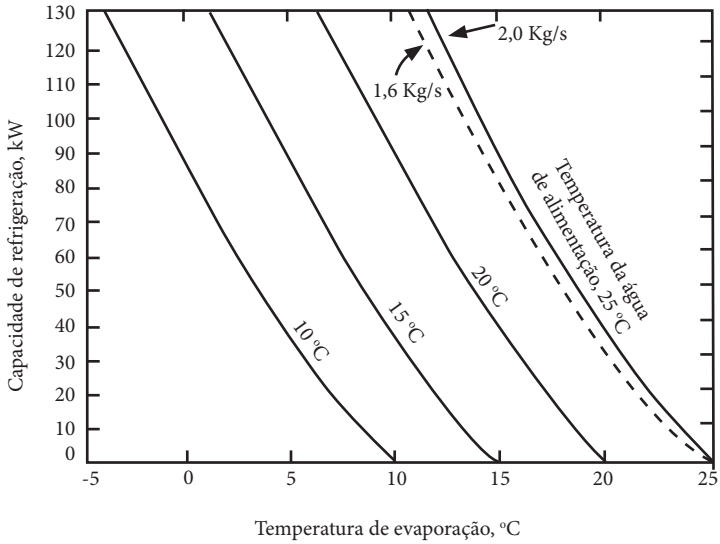
O aumento da fração de vapor está associado ao título. Quando a fração de vapor aumenta até chegar a 1 (título é igual a 1), isso significa que o refrigerante está totalmente na fase vapor ou está na região de vapor saturado.

Comportamento do evaporador

A partir da discussão sobre os coeficientes de transferência de calor na ebulição que tivemos nas seções anteriores, espera-se que o coeficiente de transferência de calor aumente à medida que a fração de vapor do refrigerante aumenta ao longo do escoamento no tubo do evaporador. Essa suposição é confirmada pelo desempenho de evaporadores comerciais.

A Figura 3.14 mostra a capacidade de refrigeração de um evaporador de resfriamento com água, no qual o refrigerante muda da fase líquida à fase vapor dentro dos tubos.

Figura 3.14 | Comportamento de um evaporador resfriado a água usando o refrigerante R-22



Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 319).

Para uma determinada temperatura de entrada de água, as linhas no gráfico de capacidade de refrigeração *versus* temperatura de evaporação seriam retas, se o valor de *U* permanecesse constante. Em vez disso, as linhas são curvadas para cima, indicando um aumento no valor de *U* em cargas mais intensas, devido à melhoria do coeficiente de transferência de calor na ebulição.

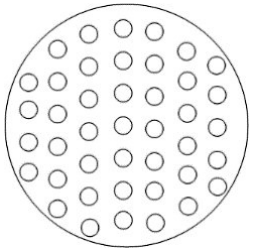
Nesta seção, com os conceitos aprendidos você terá a base para o conhecimento e a aplicação de condensadores e para fazer um projeto de um condensador. Além disso, também terá o conhecimento sobre evaporadores, ebulição no interior dos tubos e comportamento de evaporadores. Mais adiante, você vai aplicar o que aprendeu para resolver uma situação real da sua vida profissional. Com isso, o conteúdo apresentado contribuirá para a sua formação.

Sem medo de errar

Vamos lembrar que você é um engenheiro que trabalha em uma fábrica de equipamentos de refrigeração, e seu líder pediu para você projetar um condensador resfriado a água, de 2 passes no tubo com 42 tubos de cobre no

total, como mostra na Figura 3.7. O seu líder pede para você determinar a vazão de água, a área do condensador e o comprimento de cada tubo do condensador. Você sabe que o diâmetro interno do tubo é de 13 mm e o externo é de 15 mm.

Figura 3.7 | Arranjo de 42 tubos em um condensador de 2 passes no tubo



Fonte: elaborada pelo autor.

Além disso, o refrigerante será o R134a, com temperatura de condensação de 48 $°C$ e temperatura dos tubos de 39 $°C$. A temperatura de entrada da água no condensador é de 30 $°C$ e de saída é de 38 $°C$. O calor rejeitado no condensador será de 75 kW. As propriedades termofísicas do refrigerante R134a a 48 $°C$ são: $\rho = 1112{,}0\, kg/m^3$, $\mu = 0{,}0001273\, Pa \cdot s$, $k = 0{,}0714\, W/m \cdot K$ e $h_{lv} = 153.330\, J/kg$. A condutividade térmica do cobre é $k_{Cu} = 401\, W/m \cdot K$. Para a temperatura média da água de 34 $°C$, as propriedades termofísicas são: $\rho = 994\, kg/m^3$, $c_p = 4.178\, J/kg \cdot K$, $\mu = 739{,}4 \times 10^{-6}\, Pa \cdot s$, $k = 0{,}623\, W/m \cdot K$.

Para resolver a problematização proposta, primeiramente calcularemos o coeficiente de transferência de calor na condensação. Após, vamos calcular a vazão mássica da água, o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado da água, o coeficiente global de transferência de calor e, com a equação da taxa de transferência de calor, calcularemos a área do condensador.

O número médio de tubos dispostos verticalmente dividido pelo número de colunas será:

$$N = (4+6+7+7+7+6+5)/7 = 6$$

A variação de temperatura do refrigerante entre a condensação (vapor) e o tubo é:

$$\Delta t = 48 - 39 = 9°C$$

O coeficiente de transferência de calor na condensação, com diâmetro externo D=0,015 m, será:

$$h_c = 0{,}725\left(\frac{g\,\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu\,\Delta t\, N\, D}\right)^{1/4} = 0{,}725\left(\frac{9{,}8 \times 1.112^2 \times 153.330 \times 0{,}0714^3}{0{,}0001273 \times (9) \times (6) \times (0{,}015)}\right)^{1/4} = 1.160{,}2\, W/m^2 K$$

A vazão mássica é calculada usando a equação da taxa de aquecimento da água:

$$q = \dot{m} c_p \Delta t$$

Ou seja,

$$\dot{m} = \frac{q}{c_p \Delta t} = \frac{75.000\,W}{(4.178\,J/kg \cdot K)(38-30)K} = 2,24\,{}^{kg}\!/_{s}$$

Para expressar a vazão mássica em vazão volumétrica, usamos a densidade da água, obtendo-se:

$$(vazão\,volumétrica)\;\; \dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{2,24\,kg/s}{994\,kg/m^3} = 0,00225\frac{m^3}{s}$$

Portanto, a vazão volumétrica total da água é de 0,00225 m^3/s. O condensador, por passe, tem 21 tubos. Então, a vazão volumétrica será dividida por 21 tubos. Assim, a velocidade média da água é:

$$V = \frac{\dot{v}}{(21\text{ tubo por passe})(\text{Area interna})} = \frac{0,00225\,m^3/s}{(21)\left(\pi\,{}^{(0,013)^2}\!/_{4}\right)} = 0,807\,{}^{m}\!/_{s}$$

Agora, o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado da água será:

$$\frac{hD}{k} = 0,023\left(\frac{VD\rho}{\mu}\right)^{0,8}\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{0,4}$$

Rearranjando a equação, temos que:

$$h = 0,023\frac{k}{D}\left(\frac{VD\rho}{\mu}\right)^{0,8}\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{0,4}$$

Substituindo os valores, temos que:

$$h = 0,023\frac{0,623}{0,013}\left(\frac{(0,807)(0,013)(994)}{0,0007394}\right)^{0,8}\left(\frac{(4.178)(0,0007394)}{0,623}\right)^{0,4} = 4.363,9\frac{W}{m^2 \cdot K}$$

O próximo passo é calcular o coeficiente global de transferência de calor, pela equação:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_c} + \frac{xA_0}{kA_m} + \frac{A_0}{h_{fi}A_i} + \frac{A_0}{h_i A_i}$$

Tem-se que a resistência térmica do tubo é:

$$\frac{xA_0}{kA_m} = \frac{[(0,015-0,013)/2](0,015)}{(401\,W/m \cdot K)[(0,015+0,013)/2]} = 3,83\times10^{-6}\,\frac{m^2 \cdot K}{W}$$

O fator de incrustação, conforme descrito nesta seção, é dado por:

$$1/h_{fi} = 0,000176\,m^2 \cdot K/W$$

Então:

$$\frac{1}{U_e}=\frac{1}{h_c}+\frac{xA_0}{kA_m}+\frac{A_0}{h_{fi}A_i}+\frac{A_0}{h_iA_i}=\frac{1}{1160,2}+\left(3,83\times10^{-6}\right)+(0,000176)\frac{0,015}{0,013}+\left(\frac{1}{4.363,9}\right)\frac{0,015}{0,013}$$

$$1/U_e=0,00133 \qquad \Rightarrow \quad U_e=750,06\ W/m^2\cdot K$$

Com isso, determinamos a área do condensador a partir da equação:

$$q=U_eA(\Delta T_{ml})$$

Em que ΔT_{ml} será:

$$\Delta T_{ml}=\frac{(t_{sf}-t_{ef})}{\ln\left[(t_c-t_{ef})/(t_c-t_{sf})\right]}=\frac{(38-30)}{\ln\left[(48-30)/(48-38)\right]}=13,61K$$

Ou seja,

$$A=\frac{q}{U_e(\Delta T_{ml})}=\frac{75.000\,W}{\left(750,06W/m^2\cdot K\right)\left(13,61K\right)}=7,34m^2$$

O comprimento de cada tubo é determinado a partir da área total:

$$A=\pi D_eL$$

Então,

$$L=\left(A/\pi D_e\right)/42=\left(7,34m^2/\pi\cdot0,015m\right)/42=3,7m$$

Portanto, a vazão mássica será de 2,24 kg/s, a área do condensador será de 7,34 m^2 e o comprimento de cada tubo será de 3,7 m. Veja que, aplicando os conceitos e as equações desenvolvidas para o projeto de um condensador, você conseguiu resolver e projetar um condensador para o sistema de refrigeração. Bom trabalho!

Avançando na prática

Projeto de um condensador resfriado a ar

Descrição da situação-problema

Imagine você, engenheiro, que tem uma empresa de projetos de condensadores. Um cliente de uma empresa de refrigeração está realizando um projeto de um sistema de refrigeração para conservação de alimentos e requer que seja feito o projeto de um condensador. Ele quer saber qual deverá ser a área do condensador e a temperatura de ar na saída do condensador, se a troca de calor no condensador (rejeição de calor do condensador) for de 70 kW.

Um ventilador deverá fornecer ar para resfriar o condensador a uma vazão mássica de 12 kg/s de ar com uma temperatura de 28 $°C$. A temperatura de condensação é estimada para que seja de 45°C, e o coeficiente global de transferência de calor do lado do ar (U_e) é de 38,2 $W/m^2 \cdot K$. Considere que o calor específico do ar, c_p, é de 1,0 $kJ/kg \cdot K$.

Resolução da situação-problema

Com os dados fornecidos, você pode começar a solucionar o seu problema. Veja que você conhece a vazão mássica e o calor específico do ar. Você sabe que o ar entra no condensador e sai do outro lado quente, aumentando a sua temperatura. O calor ganho pelo ar é: $q = \dot{m}c_p(t_{sf} - t_{ef})$, em que $(t_{sf} - t_{ef})$ é a diferença entre a temperatura de saída e entrada do ar. Então:

$$t_{sf} = \frac{q}{\dot{m}c_p} + t_{ef} = \frac{70}{(12\,kg/s)(1{,}0\ kJ/kg \cdot K)} + 28 = 33{,}8°C$$

A taxa de transferência de calor entre o condensador e o ar é dada por: $q = U_e A_e (\Delta T_{ml})$, em que o ΔT_{ml} é:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(t_{sf} - t_{ef})}{\ln\left[(t_c - t_{ef})/(t_c - t_{sf})\right]} = \frac{(33{,}8 - 28)}{\ln\left[(45-28)/(45-33{,}8)\right]} = 13{,}89\,K$$

Conhecido o valor de ΔT_{ml}, você pode encontrar a área externa do condensador pela seguinte equação:

$$A_e = \frac{q}{U_e(\Delta T_{ml})} = \frac{70.000\,W}{(38{,}2\ W/m^2 \cdot K)(13{,}89\,K)} = 131{,}9\,m^2$$

Veja que, aplicando as equações de transferência de calor no condensador, você encontrou que a temperatura do ar na saída do condensador será de 33,8°C e a área total da parte externa do condensador é igual a 131,9 m^2. Com esses resultados, você já tem a resposta para o seu cliente.

Faça valer a pena

1. Os evaporadores utilizados em sistemas de refrigeração têm como objetivo resfriar ar e resfriar líquido. Existem os evaporadores de expansão direta, os quais são usados em aplicações de condicionamento de ar, e os evaporadores de recirculação de líquido, os quais são usados em refrigeração industrial. Com relação aos evaporadores de expansão direta, temos as seguintes afirmativas:

I. Nesses evaporadores, o refrigerante muda da fase líquida para a fase vapor dentro dos tubos e resfria o fluido que passa pela parte externa dos tubos.

II. Nesses evaporadores, o coeficiente de transferência de calor permanece constante.
III. Esses evaporadores, às vezes, são usados em conjunto com compressores alternativos.

A partir da avaliação das afirmativas apresentadas no texto-base, marque a alternativa correta.
a) Está correta a afirmativa I, apenas.
b) Está correta a afirmativa II, apenas.
c) Está correta a afirmativa III, apenas.
d) Estão corretas as afirmativas I e II, apenas.
e) Estão corretas as afirmativas I e III, apenas.

2. Os condensadores podem ser resfriados a ar ou resfriados a água. Um condensador resfriado a ar tem uma área externa de 185 m^2 e o coeficiente global de transferência de calor é de 0,028 $W/m^2 \cdot K$. A vazão de ar para o resfriamento do condensador é de 6,6 m^3/s, com uma densidade do ar de 1,14 kg/m^3 e uma temperatura de condensação de 45 $°C$. Essa configuração de condensador permite uma rejeição de calor de 60 kW. Considere que $c_p = 1{,}0\, kJ/kg \cdot K$.

Qual será a temperatura de entrada do ar? Assinale a alternativa correta.
a) 24 $°C$.
b) 29 $°C$.
c) 36 $°C$.
d) 40 $°C$.
e) 47 $°C$.

3. Em uma das configurações de condensadores, o refrigerante escoa por fora dos tubos e o líquido de resfriamento escoa por dentro, não sendo comum usar um fluido gasoso de resfriamento escoando por dentro dos tubos. O fluido refrigerante R-22 condensa na parte externa do tubo horizontal de um condensador multitubular em carcaça. O condensador apresenta a distribuição de tubos na vertical de 3, 4, 5, 4, 3, e o diâmetro externo do tubo é 15 mm. Para esse condensador, a temperatura dos tubos é de 40 $°C$ e a temperatura de condensação de 50 $°C$.

A partir das especificações apresentadas no texto-base para o condensador multitubular em carcaça, elabore uma linha de raciocínio e desenvolva os cálculos para determinar qual será o coeficiente médio de transferência de calor na condensação.
Assuma que a viscosidade do líquido refrigerante é igual a 0,000172 $Pa \cdot s$ e a condutividade térmica do refrigerante, igual a 0,07545 $W/m \cdot K$.
Assinale a alternativa correta.

a) 1.890 $W/m^2 \cdot K$.
b) 880 $W/m^2 \cdot K$.
c) 2.190 $W/m^2 \cdot K$.
d) 2.850 $W/m^2 \cdot K$.
e) 1.206 $W/m^2 \cdot K$.

Seção 3.3

Dispositivos de expansão e análise do sistema de compressão a vapor

Diálogo aberto

Caro aluno, você sabia que no sistema de condicionamento de ar o evaporador tem a função de trocar calor com o ar a fim de fornecê-lo a uma temperatura mais baixa? Por exemplo, no sistema de condicionamento de ar do carro, a diminuição da temperatura é conseguida graças a um elemento principal, a válvula de expansão ou tubo capilar, que consegue diminuir a temperatura do refrigerante, fornecendo ar a uma temperatura baixa. Assim, quando você está no interior de um carro com o condicionador de ar ligado, depois de um determinado tempo a vazão de refrigerante que entra no compressor, condensador e evaporador permanece constante, atingindo o ponto de equilíbrio.

A fim de contextualizar esses temas, lembre-se de que você é um engenheiro que está trabalhando em uma fábrica de equipamentos de refrigeração, a qual está desenvolvendo um projeto de refrigeração para a conservação de levedura de uma indústria de cerveja.

Nessa etapa do projeto é importante saber as características do compressor que satisfaçam as condições de temperatura de evaporação e condensação. Sendo assim, o seu líder pede que você determine a capacidade de refrigeração, a potência do compressor, o calor rejeitado no condensador e as temperaturas de evaporação e condensação e sugere que seja usado um sistema de resfriamento a água para a conservação de levedura, no qual a água entra no evaporador a 15 $°C$ e a temperatura ambiente do local é de 20 $°C$. Além disso, como informações do compressor, você tem que as constantes da capacidade de refrigeração são:

$$c_1 = 137,402;\ c_2 = 4,60437;\ c_3 = 0,061652;\ c_4 = -1,118157;\ c_5 = -0,001525;\ c_6 = -0,0109119;$$
$$c_7 = -0,00040148;\ c_8 = -0,00026682;\ c_9 = 0,000003873$$

E as constantes para determinar a potência são:

$$d_1 = 1,00618;\ d_2 = -0,893222;\ d_3 = -0,01426;\ d_4 = 0,870024;\ d_5 = -0,0063397;\ d_6 = 0,033889;$$
$$d_7 = -0,00023875;\ d_8 = -0,00014746;\ d_9 = 0,0000067962$$

A vazão de água será de 2 kg/s, para a qual estima-se que a capacidade por unidade de temperatura (F) seja de 9,39 kW/K.

Para resolver essa etapa do projeto, você poderá consultar o conteúdo correspondente ao comportamento de condensador e evaporador e à

simulação do comportamento do sistema completo. Você pensa: a temperatura do ar do meio ambiente é necessária para determinar o comportamento de um condensador? É possível determinar o ponto de equilíbrio, conhecendo as temperaturas do evaporador e de ambiente? Para encontrar a resposta dessas e de outras questões, você está convidado a fazer uma boa leitura deste material.

Não pode faltar

Dispositivos de expansão – tubos capilares

O dispositivo de expansão é um elemento do sistema de refrigeração que tem a finalidade de reduzir a pressão e regular a vazão do refrigerante líquido que entra no evaporador. Dentre os dispositivos de expansão têm-se o tubo capilar, a válvula de expansão a pressão constante, a válvula de boia e a válvula de expansão termostática (STOECKER; JONES, 1985).

Os tubos capilares são aplicados para sistemas de refrigeração pequenos, com capacidade em torno de 10 kW. A dimensão do tubo capilar é de 1 a 6 m e o diâmetro interno, de 0,5 a 2 mm. Assim, o refrigerante líquido que entra no tubo capilar a alta pressão perde pressão à medida que escoa pelo interior do tubo, devido à aceleração e ao atrito do líquido em relação à parede do tubo, ocasionando a evaporação do refrigerante e a diminuição da sua temperatura.

Existem várias combinações entre o comprimento e o diâmetro do tubo para obter uma restrição desejada, porém, uma vez que o tubo capilar é selecionado e instalado, não é possível ajustar nele as variações de pressão de descarga e de pressão de sucção ou carga. Assim, o compressor e o dispositivo de expansão devem chegar a condições de sucção e descarga que permitam o compressor bombear do evaporador a mesma vazão de refrigerante que o dispositivo de expansão alimenta ao evaporador. Quando isso acontece, é chamado de ponto de equilíbrio.

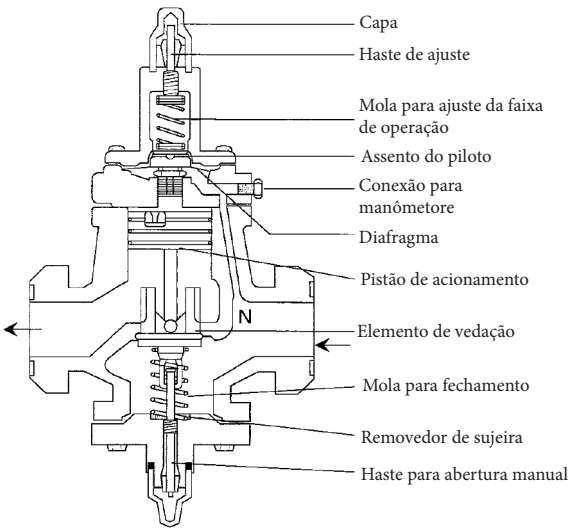
Válvulas de expansão

Aqui, vamos abordar três tipos de válvulas de expansão:

Válvula de expansão de pressão constante: mantém uma pressão constante na sua saída, ou seja, na saída do evaporador. Ela detecta a pressão do evaporador, e, quando essa pressão cai abaixo do ponto de controle, a válvula se abre mais. Na Figura 3.15 é mostrada uma válvula de controle de pressão. Quando a pressão do evaporador sobe acima do ponto de controle, a válvula se fecha parcialmente. O uso da válvula de expansão de pressão constante foi limitado

a sistemas de capacidade de refrigeração menores que 30 kW, nos quais uma carga crítica de refrigerante é viável para evitar que o líquido seja expelido do evaporador. Seu principal uso é em sistemas nos quais a temperatura de evaporação deve ser mantida em um determinado ponto para controlar a umidade ou para evitar o congelamento em refrigeradores de água. A característica de limitação de nível de pressão pode ser aproveitada quando é necessária uma proteção contra a sobrecarga do compressor, devido à alta pressão de sucção.

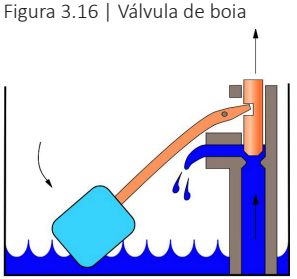
Figura 3.15 | Válvula de controle de pressão



Fonte: Stoecker; Jabardo (2002, p. 245).

Válvulas de boia: é um tipo de válvula de expansão que mantém o líquido a um nível constante em um reservatório ou um evaporador. Um interruptor de boia se abre completamente quando o nível do líquido cai abaixo do ponto de controle e se fecha completamente quando o nível atinge o ponto de controle, dando o mesmo desempenho líquido que um tipo de modulação do controle de boia, como visto na Figura 3.16. As válvulas de boia e combinações de solenoide com interruptor de boia são usadas principalmente em grandes

Figura 3.16 | Válvula de boia

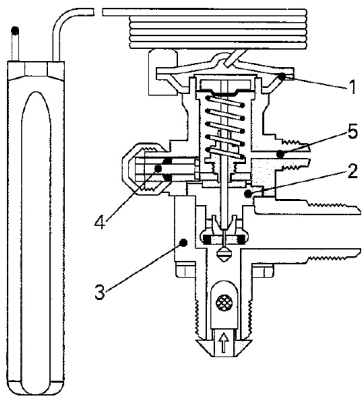


Fonte: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Ballcock.svg. Acesso em: 5 fev. 2019.

instalações. Elas podem regular o fluxo para evaporadores inundados em resposta ao nível de refrigerante líquido no reservatório do evaporador ou em uma câmara conectada ao evaporador. Não devem ser usadas em evaporadores de tubo contínuo, nos quais é impossível estabelecer um nível de refrigerante líquido pelo qual eles possam ser controlados.

Válvula de expansão controlada por superaquecimento (termostática): o tipo mais popular de dispositivo de expansão para sistemas de refrigeração de tamanho moderado é a válvula controlada por superaquecimento, também conhecida como válvula de expansão termostática. O nome pode induzir a erros de interpretação, uma vez que o controle é acionado não pela temperatura no evaporador, mas pela magnitude do superaquecimento do gás de sucção que sai do evaporador. A válvula de expansão de superaquecimento regula a taxa de fluxo do refrigerante líquido proporcionalmente à taxa de evaporação no evaporador.

Figura 3.17 | Válvula de expansão termostática



1 - Diafragma
2 - Conjunto do orifício (no caso intercambiável)
3 - Corpo de válvula
4 - Parafuso de regulagem da pressão da mola
5 - Conexão para a linha de equalização externa

Fonte: adaptada de Stoecker; Jabardo (2010, p. 247).

A operação da válvula mantém uma quantidade aproximadamente constante de líquido no evaporador porque, se a quantidade de líquido diminui, a superfície do evaporador fica mais exposta para superaquecer o refrigerante, abrindo mais a válvula.

Compressor alternativo

A influência da temperatura sobre a capacidade de refrigeração e potência de um compressor pode ser observada na Figura 3.18, que foi obtida de um catálogo de fabricante para um determinado compressor. Temos que a curva da parte superior da figura corresponde à capacidade de refrigeração do evaporador. Embora o compressor não tenha capacidade de refrigeração, ele é capaz de comprimir o refrigerante, permitindo essa capacidade de refrigeração no evaporador. Já as linhas inferiores correspondem à potência do compressor. Uma maneira de representar matematicamente a família de dados da Figura 3.18, tanto para a capacidade de refrigeração, quanto para a potência, é mediante as seguintes equações:

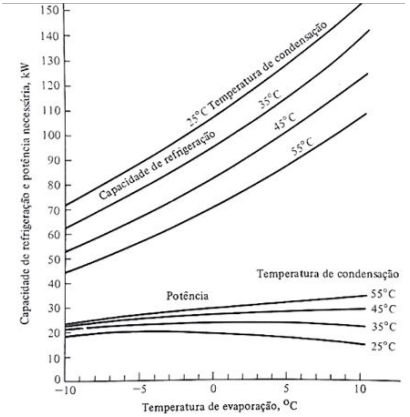
$$q_e = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_e^2 t_c + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2 \quad (3.1)$$

$$P = d_1 + d_2 t_e + d_3 t_e^2 + d_4 t_c + d_5 t_c^2 + d_6 t_e t_c + d_7 t_e^2 t_c + d_8 t_e t_c^2 + d_9 t_e^2 t_c^2 \quad (3.2)$$

Em que c e d são constantes, q_e é a capacidade de refrigeração (kW), P é a potência requerida pelo compressor (kW), t_e é a temperatura de evaporação ($°C$) e t_c é a temperatura de condensação ($°C$).

Com base nos dados de variação da capacidade de refrigeração e potência em função da temperatura de evaporação para um compressor, como mostrado na Figura 3.18, podem ser determinadas as constantes c e d, por procedimento de ajuste de variáveis, tal como o método dos mínimos quadrados, ou escolhendo entre seis a nove pontos da Figura 3.18, tanto para a capacidade de refrigeração, q_e, quanto para a potência, P, substituindo esses valores nas equações de q_e e P e resolvendo as equações, simultaneamente. A Tabela 3.3 mostra as variáveis ajustadas para a capacidade de refrigeração e para a potência.

Figura 3.18 | Capacidade de refrigeração e potência do compressor hermético, com refrigerante 22



Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 313).

As constantes c e d para a Figura 3.18 estão dadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 | Constantes c e d das equações de q_e e P para a Figura 3.18

$c_1 = 137,402$	$d_1 = 1,00618$
$c_2 = 4,60437$	$d_2 = -0,893222$
$c_3 = 0,061652$	$d_3 = -0,01426$
$c_4 = -1,118157$	$d_4 = 0,870024$
$c_5 = -0,001525$	$d_5 = -0,0063397$
$c_6 = -0,0109119$	$d_6 = 0,033889$
$c_7 = -0,00040148$	$d_7 = -0,00023875$
$c_8 = -0,00026682$	$d_8 = -0,00014746$
$c_9 = 0,000003873$	$d_9 = 0,0000067962$

Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 314).

Conhecendo a capacidade de refrigeração e a potência do compressor, também é importante conhecer a taxa de rejeição de calor no condensador (q_c). Os catálogos de compressores trazem essa informação e consideram que a taxa de rejeição de calor no condensador é a soma da capacidade de refrigeração (taxa de calor no evaporador) e potência do compressor. Assim:

$$q_c = q_e + P \qquad (kW) \tag{3.3}$$

Para encontrar o valor de q_c, um valor de temperatura de evaporação, t_e, é fixado e, então, para diferentes valores de t_c, calcula-se q_e, P e, finalmente, q_c, como mostra a Figura 3.19a.

Comportamento do condensador

Como o refrigerante que sai do compressor entra no condensador superaquecido, após iniciar a condensação a fração de líquido e vapor vai mudando constantemente, tornando complexa a representação do comportamento do condensador. No entanto, uma representação do comportamento de um condensador resfriado a ar é obtida assumindo que a efetividade do trocador de calor é constante, assim:

$$q_c = F\left(t_c - t_{amb}\right)$$

Para a simulação matemática do comportamento do condensador, o valor de t_c é calculado por:

$$t_c = q_c / F + t_{amb} \tag{3.4}$$

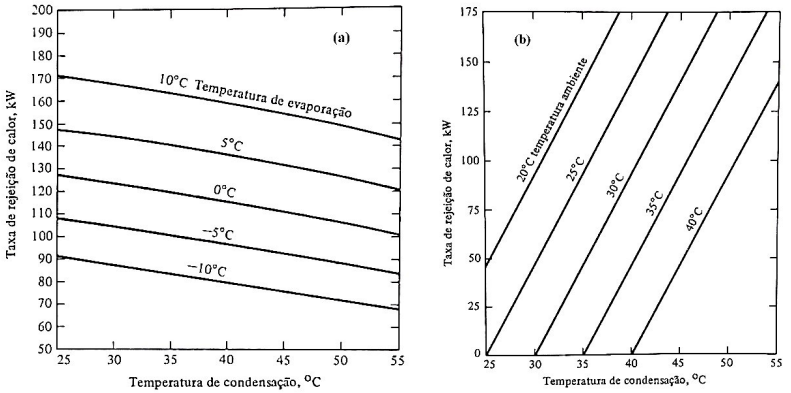
Em que F é a capacidade por unidade de temperatura (kW/K) e t_{amb} , a temperatura ambiente $(°C)$.

Reflita

A representação do comportamento de um condensador resfriado a ar, assumindo que a efetividade do trocador de calor é constante, é feita frequentemente? E essa representação é satisfatória?

O comportamento de um condensador resfriado a ar pode ser visto na Figura 3.19b. Esta figura é obtida com base em dados de catálogo de fabricante, considerando-se que $F = 9{,}39 kW/K$. Veja que a taxa de rejeição de calor aumenta conforme aumenta a temperatura de condensação, para as cinco temperaturas ambientes.

Figura 3.19 | (a) Taxa de rejeição de calor de um compressor hermético usando refrigerante 22; (b) comportamento do condensador resfriado a ar, operando com refrigerante 22



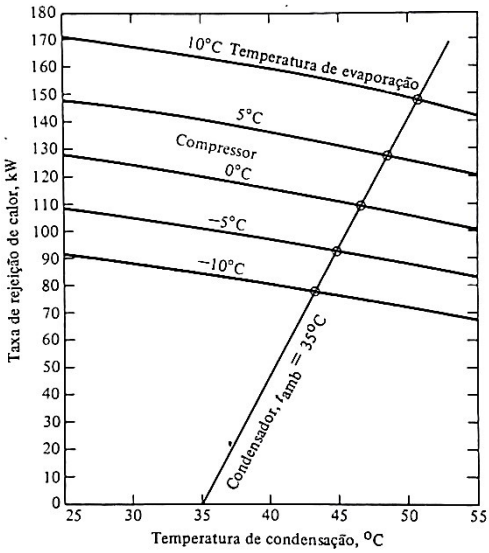
Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 315-316).

Vale ressaltar que a diferença entre os gráficos é que um é obtido para diferentes temperaturas de evaporação e o outro, para diferentes temperaturas ambiente.

Imagine um compressor recebendo vapor a baixa pressão do evaporador, que é logo comprimido e enviado para um condensador a alta pressão, dado que o refrigerante condensa e segue para o sistema de expansão. Veja então que, quando t_e varia, a capacidade de refrigeração também varia, resultando em uma alteração de t_c . Portanto, se juntamos as Figuras 3.16a e 3.16b, é possível quantificar o comportamento de uma unidade de condensação

em um determinado ponto de equilíbrio, formado pela combinação do compressor e condensador, como visto na Figura 3.20. Nesta figura temos cinco pontos de equilíbrio.

Figura 3.20 | Pontos de equilíbrio do compressor e condensador



Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 316).

O ponto de equilíbrio indica que a taxa de rejeição de calor no compressor e as temperaturas de condensação no condensador são satisfeitas simultaneamente. Por exemplo, para um ponto de equilíbrio com temperatura de evaporação de 10 $°C$, a temperatura de condensação será de 50,8 $°C$. E, então, a taxa de rejeição de calor, q_e, pode ser encontrada.

Assimile

Em análise de sistemas, a interseção de duas curvas, que determina o ponto de equilíbrio, mostra-nos que esse ponto é a solução de equações simultâneas que representam o comportamento característico de todos os componentes de um sistema.

Um método moderno de análise de sistemas é a simulação de sistemas, baseada na solução de equações simultâneas a fim de se encontrar o comportamento de um sistema.

Exemplificando

No ponto de equilíbrio, a temperatura de evaporação é de 10 $°C$ e a de condensação é de 50,8 $°C$. Qual será a capacidade de refrigeração?

Solução: substituindo as constantes c_1 a c_9 da Tabela 3.3 e como $t_e = 10°C$ e $t_c = 50,8°C$, na equação da capacidade de refrigeração, q_e, tem-se que:

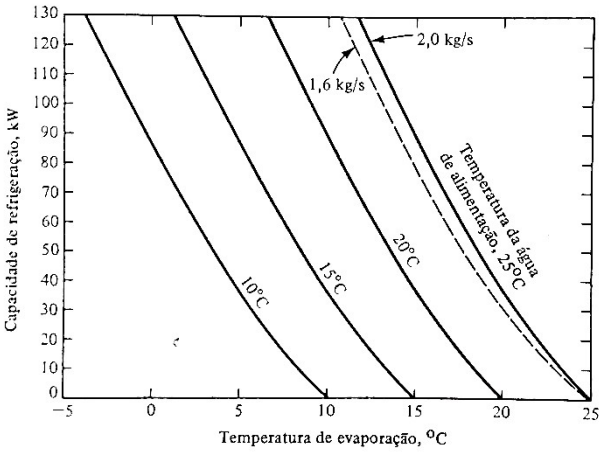
$$q_e = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_e^2 t_c + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2$$
$$q_e = 115,404\,kW$$

Conclui-se que, para as temperaturas de evaporação de 10 $°C$ e condensação de 50,8 $°C$, a capacidade de refrigeração é de 115,4 kW.

Comportamento do evaporador

O comportamento de um evaporador pode ser mostrado na forma de gráfico, conforme a Figura 3.21, referente a um evaporador que utiliza refrigerante R-22 para resfriamento de água.

Figura 3.21 | Capacidade de refrigeração de um resfriador de água que utiliza refrigerante R-22



Fonte: Stoecker; Jones (1985, p. 319).

Como pode ser visto na Figura 3.21, a capacidade de refrigeração aumenta quando a temperatura de evaporação diminui, para diferentes temperaturas de água de alimentação. Pense que, se o valor de *U* (coeficiente global de transferência de calor) for constante, as curvas seriam linhas retas. Portanto, como as linhas da Figura 3.21 são curvas, isso indica que, se o valor de *U*

aumenta, a capacidade de refrigeração também aumenta. Para realizarmos uma simulação matemática, é necessário conhecer a função da capacidade do evaporador. Para a Figura 3.21, considerando uma vazão de alimentação de 2,0 kg/s, tem-se a seguinte equação:

$$q_e = 6{,}0\left[1 + 0{,}046\left(t_{we} - t_e\right)\right]\left(t_{we} - t_e\right)$$

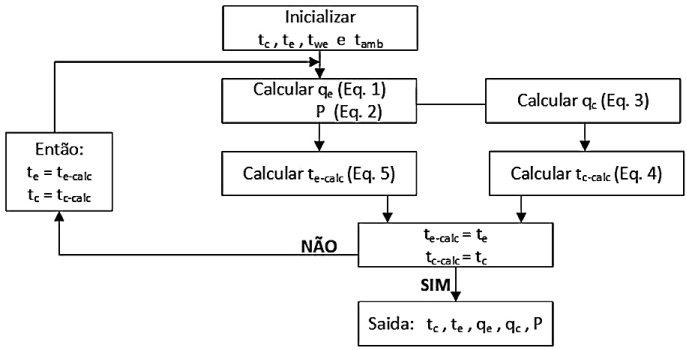
Na qual t_{we} é a temperatura de entrada da água ($°C$). Para simulação do sistema completo, o valor de t_e é calculado pela equação anterior. Isolando t_e, tem-se:

$$0{,}046t_e^2 - t_e\left(1 + 0{,}092t_w\right) + t_{we} + 0{,}046t_{we}^2 - q_e/6 = 0 \qquad (3.5)$$

Simulação do comportamento do sistema completo

Essa simulação matemática é feita simultaneamente para o compressor, para o condensador e para o evaporador. A sequência de cálculos é feita usando as Equações 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5, como mostra a Figura 3.22.

Figura 3.22 | Diagrama de blocos da simulação do sistema completo



Fonte: elaborada pelo autor.

Primeiramente, são inicializados valores aleatórios de t_e e t_c e fixadas as temperaturas t_{we} e t_{amb}, para as quais será feita a simulação. Então, calculam-se q_e, P e q_c. Após calculados q_e e q_c, são recalculadas as temperaturas t_e e t_c e comparadas com as temperaturas inicializadas t_e e t_c. Se não forem iguais, então as temperaturas recalculadas (t_{e-calc} e t_{c-calc}) adotam o novo valor de t_e e t_c, e novamente o processo de cálculo é efetuado, até a que se obtenha a convergência das temperaturas de evaporação e condensação, isto é, quando as temperaturas não variarem mais, ou seja, permanecem constantes. Após a obtenção da convergência, são reportados os valores de t_c, t_e, q_e, q_c e P simulados.

Exemplificando

Para um resfriador de água, no qual a temperatura de entrada de água é de 20 $°C$ e a temperatura ambiente é de 35 $°C$, determinar t_c, t_e, q_e, q_c e P.

Solução: temos que a Figura 3.22 mostra o procedimento de cálculo. Portanto, deve-se inicializar os valores de temperatura t_c e t_e e calcular q_e (Eq. 3.1) e P (Eq. 3.2). Com t_{amb} (35 $°C$) e $F = 9{,}39\,kW/K$, calcula-se q_c. Com a Eq. (3.4), calcula-se o valor de t_{c-calc}, e com a Eq.(3.5) e t_{we} (20 $°C$), calcula-se o t_{e-calc}. As temperaturas ajustadas, t_{c-calc} e t_{c-calc}, são adotados como novas temperaturas, t_c e t_e, e novamente são feitos os cálculos de q_e, q_c e P. Esse procedimento é usado até que as temperaturas t_{c-calc} e t_{c-calc} permaneçam constantes. Os resultados são mostrados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 | Resultados dos cálculos de t_c, t_e, q_e, q_c e P

t_e	t_c	q_e	P	t_{e-calc}	q_c	t_{c-calc}
15,00	40,00	158,00	26,15	4,59	184,15	54,61
4,59	54,61	87,62	31,84	10,00	119,46	47,72
10,00	47,72	120,45	30,95	7,32	151,41	51,12
7,32	51,12	103,51	31,77	8,66	135,29	49,41
8,66	49,41	111,85	31,45	7,99	143,30	50,26
7,99	50,26	107,65	31,64	8,33	139,29	49,83
8,33	49,83	109,74	31,55	8,16	141,29	50,05
8,16	50,05	108,69	31,59	8,24	140,29	49,94
8,24	49,94	109,22	31,57	8,20	140,79	49,99
8,20	49,99	108,96	31,58	8,22	140,54	49,97
8,22	49,97	109,09	31,58	8,21	140,66	49,98
8,21	49,98	109,02	31,58	8,22	140,60	49,97
8,22	49,97	109,05	31,58	8,21	140,63	49,98
8,21	49,98	109,04	31,58	8,22	140,62	49,98

Fonte: elaborada pelo autor.

Veja que os valores de t_e e t_c não variam conforme cálculos mostrados nas últimas filas da Tabela 3.4. Então, conclui-se que: $t_e = 8{,}21°C$, $t_c = 49{,}98°C$ $q_e = 109{,}04\,kW$, $P = 31{,}58\,kW$, $q_c = 140{,}62\,kW$.

Podemos entender que a simulação do sistema completo, incluindo evaporador, condensador e compressor, fornece informações importantes para um projeto de refrigeração.

Sem medo de errar

Lembre-se de que você é um engenheiro que está trabalhando em uma fábrica de equipamentos de refrigeração e foi indicado pelo seu líder para resolver um problema de um projeto de refrigeração para a conservação de levedura de cerveja. O seu líder precisa saber qual será a capacidade de refrigeração, a potência do compressor, a taxa de rejeição de calor no condensador e as temperaturas de evaporação e de condensação. Você sabe que para o resfriamento da levedura será usado um sistema de resfriamento a água. Para isso, você tem a informação de que a temperatura da água entrando no evaporador é de 15 $°C$ e a temperatura ambiente é de 20 $°C$. Das características do compressor, você sabe que as constantes para a capacidade de refrigeração são:

$$c_1 = 137{,}402;\ c_2 = 4{,}60437;\ c_3 = 0{,}061652;\ c_4 = -1{,}118157;\ c_5 = -0{,}001525;\ c_6 = -0{,}0109119;$$
$$c_7 = -0{,}00040148;\ c_8 = -0{,}00026682;\ c_9 = 0{,}000003873$$

E as constantes para a potência do compressor são:

$$d_1 = 1{,}00618;\ d_2 = -0{,}893222;\ d_3 = -0{,}01426;\ d_4 = 0{,}870024;\ d_5 = -0{,}0063397;\ d_6 = 0{,}033889;$$
$$d_7 = -0{,}00023875;\ d_8 = -0{,}00014746;\ d_9 = 0{,}0000067962$$

A vazão de água será de 2 kg/s, e para essa vazão a capacidade por unidade de temperatura (F) é de 9,39 kW/K.

Resolução:

Para você determinar os dados que foram solicitados pelo seu líder ,e sabendo que a temperatura da água e a do meio ambiente são constantes, vamos fazer uma simulação e resolver o conjunto de equações simultaneamente, ajustando os valores de t_e e t_c de modo que satisfaçam a capacidade de refrigeração e a taxa de rejeição de calor no condensador. Podemos usar uma planilha de cálculo do Excel para realizar os cálculos.

O primeiro passo (primeira iteração) é calcular a capacidade de refrigeração, usando a seguinte equação:

$$q_e = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_e^2 t_c + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2$$

Veja que a temperatura de evaporação (t_e) e de condensação (t_c) são dois dados que precisam ser determinados. Portanto, para a simulação, vamos inicializar (chutar) aleatoriamente a temperatura de evaporação como $t_e = 15\ °C$ e a temperatura de condensação de $t_c = 40\ °C$. Substituindo na equação, temos que:

$$q_e = 137{,}402 + 4{,}60437(15) + 0{,}061652(15)^2 - 1{,}118157(40) - 0{,}001525(40)^2 - 0{,}0109119(15)(40)$$
$$-0{,}00040148(15)^2(40) - 0{,}00026682(15)(40)^2 + 0{,}000003873(15)^2(40)^2$$
$$q_e = 158{,}0\ kW$$

Simultaneamente, a potência do compressor é determinada pela equação:

$$P = d_1 + d_2 t_e + d_3 t_e^2 + d_4 t_c + d_5 t_c^2 + d_6 t_e t_c + d_7 t_e^2 t_c + d_8 t_e t_c^2 + d_9 t_e^2 t_c^2$$

$$P = 1{,}00618 - 0{,}893222(15) - 0{,}01426(15)^2 + 0{,}870024(20) - 0{,}0063397(20)^2$$
$$+0{,}033889(15)(20) - 0{,}00023875(15)^2(20) - 0{,}00014746(15)(20)^2 + 0{,}0000067962(15)^2(20)^2$$
$$P = 26{,}15\ kW$$

Após, a taxa de calor rejeitado no condensador é calculada pela equação:

$$q_c = q_e + P$$
$$q_c = 184{,}15$$

Agora, vamos calcular as temperaturas de condensação e de evaporação, usando as seguintes equações:

$$q_c = F(t_c - t_{amb}) \quad \Rightarrow \quad t_c = \frac{q_c}{F} + t_{amb} \quad \Rightarrow \quad t_c = \frac{184{,}15}{9{,}39} + 20\ ; \quad t_c = 34{,}61°C$$

$$q_e = 6{,}0\left[1 + 0{,}046\left(t_{we} - t_e\right)\right]\left(t_{we} - t_e\right) \quad \text{onde } t_e \text{ é:}$$

$$0{,}046 t_e^2 - t_e\left(1 + 0{,}092 t_{we}\right) + t_{we} + 0{,}046 t_{we}^2 - q_e/6 = 0$$
$$0{,}046 t_e^2 - t_e\left[1 + 0{,}092(15)\right] + t_{we} + 0{,}046(15)^2 - 150{,}0/6 = 0$$

Resolvendo a equação, temos que $t_e = -0{,}41\ °C$.

Como os valores calculados de $t_c = 34{,}61°C$ e $t_e = -0{,}41\ °C$ são diferentes dos valores iniciais de $t_c = 40°C$ e $t_e = 15\ °C$, então realizamos uma segunda iteração, em que os novos valores iniciais serão de $t_e = -0{,}41°C$ e $t_c = 34{,}61°C$, e calculamos q_e, P, q_c, t_c e t_e até obtermos a convergência, isto é, até o momento em que as temperaturas de condensação e evaporação não variem.

O resultado da simulação e os dados calculados são apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 | Dados calculados da simulação do sistema completo

Iteração	t_e(°C)	t_c(°C)	q_e **(kW)**	P **(kW)**	q_c **(kW)**	t_c(°C)	t_e(°C)
1	15,00	40,00	158,00	26,15	184,15	34,61	-0,41
2	-0,41	34,61	95,28	23,48	118,76	27,65	4,34
3	4,34	27,65	124,14	19,62	143,75	30,31	2,04
4	2,04	30,31	110,54	21,49	132,03	29,06	3,10
5	3,10	29,06	116,70	20,69	137,39	29,63	2,61
6	2,61	29,63	113,86	21,07	134,92	29,37	2,83
7	2,83	29,37	115,16	20,89	136,05	29,49	2,73

Iteração	t_e (°C)	t_c (°C)	q_e (kW)	P (kW)	q_c (kW)	t_c (°C)	t_e (°C)
8	2,73	29,49	114,56	20,97	135,54	29,43	2,78
9	2,78	29,43	114,84	20,94	135,77	29,46	2,76
10	2,76	29,46	114,71	20,95	135,66	29,45	2,77
11	2,77	29,45	114,77	20,95	135,71	29,45	2,76
12	2,76	29,45	114,74	20,95	135,69	29,45	2,76
13	2,76	29,45	114,75	20,95	135,70	29,45	2,76
14	2,76	29,45	114,75	20,95	135,70	29,45	2,76

Fonte: elaborada pelo autor.

Segundo a Tabela 3.5, a partir da iteração número 13, praticamente todas as variáveis permanecem constantes.

Portanto, podemos concluir que, para as condições iniciais de temperatura da água e do meio ambiente, a temperatura de evaporação no evaporador será de 2,76 $°C$, a temperatura de condensação será de $29,45°C$, a capacidade de refrigeração será de 114,75 kW, a potência do compressor será de 20,95 kW e, finalmente, a taxa de rejeição de calor no condensador será de 135,70 kW. Veja que, aplicando a teoria e utilizando as equações apresentadas nesse material, é possível encontrar a solução de muitos problemas usando o método de simulação matemática para um sistema completo.

Avançando na prática

Avaliação do comportamento de um evaporador

Descrição da situação-problema

Vamos imaginar que você seja um engenheiro que trabalha em uma empresa de consultoria de processos e sistemas de refrigeração. O seu líder tem um projeto de resfriamento de água a ser desenvolvido, para o qual precisa saber a temperatura de evaporação do resfriador. O seu líder pede que você determine a temperatura de evaporação com base na temperatura de condensação de 45 $°C$, considerando que a temperatura da água que entra no resfriador é de 20 °C a uma vazão de 2,0 kg/s. As constantes para a capacidade calorífica são:

$$c_1 = 137,402;\ c_2 = 4,60437;\ c_3 = 0,061652;\ c_4 = -1,118157;\ c_5 = -0,001525;\ c_6 = -0,0109119;$$
$$c_7 = -0,00040148;\ c_8 = -0,00026682;\ c_9 = 0,000003873$$

Resolução da situação-problema

Vamos resolver usando o método de ajuste da temperatura de evaporação. Esse método pode ser implementado em uma planilha de cálculo do Excel e, mediante o cálculo de equações, é possível determinar o valor de t_e. Primeiramente, mantenha como constantes $t_c = 45\ °C$ e $t_{we} = 20\ °C$. Vamos inicializar com um valor aleatório de t_e, por exemplo $t_e = -5°C$. Então, calcula-se q_e a partir da seguinte equação:

$$q_e = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_e^2 t_c + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2$$

Com o valor de q_e, calculamos o novo valor de t_e da seguinte equação:

$$Se: \quad q_e = 6{,}0\left[1 + 0{,}046\left(t_{we} - t_e\right)\right]\left(t_{we} - t_e\right)$$
$$Então: \quad 0{,}046 t_e^2 - t_e\left(1 + 0{,}092 t_w\right) + t_{we} + 0{,}046 t_{we}^2 - q_e/6 = 0$$

A equação de segundo grau pode ser resolvida usando o método de Bhaskara. Portanto, esse novo valor de t_e calculado é substituído pelo valor aleatório inicialmente escolhido, e novamente determinamos outro novo valor de t_e calculado. Esse procedimento é realizado até que o valor de t_e calculado seja igual, ou não varie muito, em relação ao valor de t_e do passo anterior. A partir da resolução desse sistema de equações, temos a Tabela 3.6 mostrando os resultados.

Tabela 3.6 | Resultados do comportamento do evaporador, com $t_c = 45\ °C$ e $t_{we} = 20\ °C$

Passo	t_e	q_e	t_e (calculado)
1	-15,00	82,21	10,47
2	10,47	192,39	2,32
3	2,32	148,40	5,26
4	5,26	163,33	4,23
5	4,23	157,96	4,59
6	4,59	159,85	4,46
7	4,46	159,18	4,51
8	4,51	159,42	4,49
9	4,49	159,33	4,50
10	4,50	159,36	4,50
11	4,50	159,35	4,50
12	4,50	159,36	4,50

Fonte: elaborada pelo autor.

Veja que, a partir do passo 10, a temperatura inicial e a calculada no passo anterior são iguais, e a capacidade de refrigeração permanece constante.

Portanto, com os resultados obtidos você pode concluir que a temperatura de evaporação será de 4,50 $°C$ e a capacidade de refrigeração será 159,36 kW.

Faça valer a pena

1. O dispositivo de expansão faz parte dos elementos básicos do ciclo de compressão a vapor, juntamente com o compressor, o condensador e o evaporador, e tem duas finalidades: diminuir a pressão do refrigerante líquido e controlar a vazão do refrigerante que entra no evaporador.
Seu principal uso é em sistemas em que a temperatura de evaporação deve ser mantida em um determinado ponto para controlar a umidade ou para evitar o congelamento em refrigeradores de água.

Qual é o dispositivo de expansão que tem o seu principal uso em situações em que se deve manter a temperatura de evaporação para controlar a umidade? Assinale a resposta correta.
a) A válvula de expansão de pressão constante.
b) A válvula de boia.
c) A válvula de expansão termostática.
d) O tubo capilar.
e) A válvula de expansão elétrica.

2. Em um processo de compressão e condensação de refrigerante, com temperaturas de evaporação e ambiente conhecidas, quando a temperatura de condensação varia, então a taxa de rejeição de calor no compressor também varia, até que as temperaturas de evaporação e ambiente se interceptem. Nesse ponto de intercepção, diz-se que é alcançado o ponto de equilíbrio.
Assim, para um ponto de equilíbrio com uma temperatura de evaporação de 5 $°C$ e temperatura ambiente de 35 $°C$, a temperatura de condensação é de 48,7 $°C$ e o calor rejeitado no condensador é de 129 kW. As constantes da equação de potência para o compressor são:

$d_1 = 1{,}00618;\ d_2 = -0{,}893222;\ d_3 = -0{,}01426;\ d_4 = 0{,}870024;\ d_5 = -0{,}0063397;\ d_6 = 0{,}033889;$
$d_7 = -0{,}00023875;\ d_8 = -0{,}00014746;\ d_9 = 0{,}0000067962$

Para o ponto de equilíbrio descrito no texto-base, qual será a potência do compressor? Assinale a alternativa correta.
a) 35,8 kW.
b) 45,3 kW.

c) 20,4 kW.
d) 30,1 kW.
e) 27,1 kW.

3. Para descrever o comportamento de um sistema, é necessário resolver um conjunto de equações de modo que a solução satisfaça os componentes do sistema. Assim, um compressor operando com uma temperatura de evaporação de 0 $°C$ e uma temperatura ambiente de 30 $°C$ tem suas características definidas pela capacidade de refrigeração e pela potência do compressor.
Para determinado compressor, as constantes para estabelecer a capacidade de refrigeração são:

$c_1 = 137,402$; $c_2 = 4,60437$; $c_3 = 0,061652$; $c_4 = -1,118157$; $c_5 = -0,001525$; $c_6 = -0,0109119$; $c_7 = -0,00040148$; $c_8 = -0,00026682$; $c_9 = 0,000003873$

As constantes para determinar a potência do compressor são:

$d_1 = 1,00618$; $d_2 = -0,893222$; $d_3 = -0,01426$; $d_4 = 0,870024$; $d_5 = -0,0063397$; $d_6 = 0,033889$; $d_7 = -0,00023875$; $d_8 = -0,00014746$; $d_9 = 0,0000067962$

Além disso, a constante da capacidade por unidade de temperatura, F, é igual a 9,39 kW/K.

De acordo com as características do compressor, elabore uma linha de raciocínio e desenvolva os cálculos para determinar a temperatura de condensação. Assinale a alternativa correta.

a) 42,1 $°C$.
b) 35,7 $°C$.
c) 46,2 $°C$.
d) 57,1 $°C$.
e) 29,1 $°C$.

Referências

BERGMAN, T. L. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e massa.** Tradução Fernando Luiz Pellegrini Pessoa, Eduardo Mach Queiroz. Rio de Janeiro: LTC, 2017. 694 p.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-condicionado e refrigeração.** Tradução Alberto Hernandez Neto, Arlindo Tribess, Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

MORAN, M. J. *et al*. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** Tradução de Robson Pacheco Pereira, Gisele Maria Ribeiro Vieira, Paulo Pedro Kenedi, Fernando Ribeiro da Silva. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018. 862 p.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial.** 2. ed. São Paulo: Blücher, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and air conditioning.** 2. ed. New York: McGraw-Hill Publishing Company, 1983. 464p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar-condicionado.** Tradução de José M. Saiz Jabardo, Euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior e Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.

Unidade 4

Sistemas de refrigeração e bombas de calor

Convite ao estudo

Olá, aluno!

Cada vez mais são necessários sistemas de refrigeração mais eficientes e com menor consumo de energia e, portanto, algumas mudanças nos ciclos de refrigeração podem tornar possíveis estes propósitos. Unidades de refrigeração por absorção tiveram grande aplicação como resfriadores de água para condicionamento de ar de edifícios e, hoje em dia, as bombas de calor são utilizadas para o aquecimento e condicionamento de ar em lugares frios. Nesta unidade buscaremos desenvolver competências que o leve a conhecer e aprender o desempenho dos componentes de um sistema de refrigeração.

Para conhecer um pouco mais sobre o sistema de refrigeração industrial, unidades de absorção e bombas de calor, assim como também reservatórios e normas de segurança, um estudo mais detalhado deste material permitirá entender como a teoria pode ser aplicada a problemas práticos. Assim, o conteúdo deste material ajudará você a abordar diferentes problemas que você poderá encontrar ao longo da sua vida profissional. Para entender melhor e aplicar a teoria apresentada neste material, vamos trabalhar com situações nas quais você terá a habilidade e capacidade de encontrar as soluções.

Para isso, vamos imaginar que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de sistemas de refrigeração, que está desenvolvendo um projeto para uma indústria de fabricação de suco concentrado, no qual no final do processo de evaporação, concentração e pasteurização do suco, é necessário o seu resfriamento para logo ser embalado e conservado em sistema de refrigeração. Assim, como primeiro ponto, um grupo de engenheiros do qual você faz parte quer desenvolver um projeto de refrigeração multipressão para a conservação do suco, com resfriamento intermediário, usando refrigerante R134a e comparar com um sistema sem resfriamento intermediário, a fim de verificar a possibilidade da diminuição do consumo de energia do compressor, uma vez que com sistemas de refrigeração com resfriamento intermediário, utilizando amônia, é possível economizar energia consumida pelo compressor. Como segundo ponto, a empresa que você trabalha está realizando um projeto de uma torre de resfriamento para o resfriamento da água procedente da unidade de pasteurização do concentrado de suco e,

aqui será necessário avaliar qual será a temperatura de saída do ar na parte superior da torre de resfriamento. Finalmente, como terceiro ponto a equipe de engenheiros deverá implementar as normas de segurança da indústria, assim como também deverá realizar o plano de segurança do sistema de refrigeração, no qual incluem os vasos de pressão, válvulas, dispositivos de alívio, detecção de vazamentos e proteção de incêndios nas câmaras de refrigeração, usando as normas NBR e ANSI/ASHRAE, que abordam procedimentos de segurança em instalações frigoríficas.

Diante deste contexto, algumas questões foram levantadas, como: poderia ser aproveitado o refrigerante líquido condensado no condensador para resfriar o gás sendo comprimido pelo compressor? Será possível utilizar água como resfriamento intermediário para sistemas de refrigeração?

Na primeira seção desta unidade será tratado conteúdos como o sistema multipressão em refrigeração industrial, separador de líquido e resfriamento intermediário, assim como o coeficiente de eficácia em um Ciclo de Absorção Ideal. Na segunda seção serão abordados tipos e dimensionamento de bombas de calor, torres de resfriamento e Condensadores Evaporativos e Resfriadores. A terceira seção tratará sobre reservatórios e separadores de líquido, acumulador de aspiração e segurança, vasos de pressão, tubulações e válvulas e serão abordados também os dispositivos de alívio e proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas, detecção de vazamentos e descarga de amônia.

Seção 4.1

Refrigeração industrial e unidades de absorção comerciais

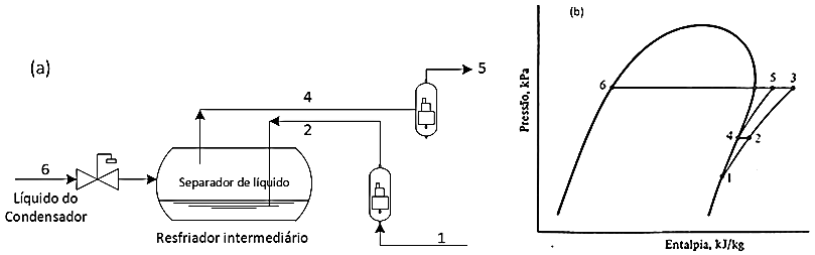
Diálogo aberto

Caro Aluno,

Como você sabe, o sistema de refrigeração tem um nível de alta pressão após o compressor e outro de baixa pressão após a válvula de expansão; sendo que nos sistemas de refrigeração por multipressão, podemos encontrar dois ou mais níveis de baixa pressão. Por exemplo, uma utilização industrial do sistema de dois níveis teria um nível para manter o evaporador a $-30\,°C$ para o congelamento de alimentos e outro nível para manter o evaporador a $0\,°C$ para conservação de laticínios. Ou seja, estes sistemas são aplicados para manter duas diferentes temperaturas no evaporador, num sistema de refrigeração. Outro sistema de refrigeração de grande importância é o ciclo de absorção, que utiliza uma solução aquosa, como, por exemplo, água e amônia. Este ciclo já foi utilizado em refrigeradores domésticos e, atualmente, é utilizado em grandes instalações industriais.

Uma vez que conhecemos o fundamento teórico de um sistema de refrigeração, para colocarmos estes assuntos em prática, vamos imaginar que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de sistemas de refrigeração. Um grupo de engenheiros, do qual você faz parte, está desenvolvendo um projeto de refrigeração para uma indústria de fabricação de sucos concentrados. O seu líder pede para você desenvolver um projeto de um sistema de refrigeração multipressão, com resfriamento intermediário, com refrigerante líquido R134a com compressão em dois estágios e comparar com um sistema sem resfriamento intermediário, a fim de verificar a possibilidade da diminuição do consumo de energia do compressor, uma vez que sabe-se que utilizando sistemas de refrigeração com resfriamento intermediário usando amônia, é possível economizar a energia consumida pelo compressor. O sistema de resfriamento intermediário por refrigerante líquido é mostrado na Figura 4.1a e o diagrama de pressão-entalpia, para um sistema de resfriamento intermediário, é mostrado na Figura 4.1b.

Figura 4.1 | (a) sistema de refrigeração com resfriamento intermediário, (b) diagrama pressão--entalpia do sistema de refrigeração



Fonte: Elaborado pelo autor.

Você sabe que a vazão do refrigerante R134a saindo do evaporador do sistema de refrigeração multipressão é de 1,5 kg/s de vapor saturado a 100 kPa e deve ser comprimido no primeiro estágio a 400 kPa e no segundo estágio a 900 kPa.

Será que o uso do refrigerante R134a e qualquer outro poderá diminuir o consumo de energia no compressor, usando o sistema com resfriamento intermediário por refrigerante líquido? Para um sistema de refrigeração, poderia ser utilizado o resfriamento intermediário com trocador de calor resfriado a água?

Estas e outras questões que podem vir ao longo da solução deste problema, você pode resolvê-las lendo este material, consultando os tópicos referentes a sistemas multipressão em refrigeração industrial, separador de líquido e resfriamento intermediário. Com o conhecimento e fundamento teórico, é possível resolver diferentes problemas. E é por isso que convido você para ler este material, o qual trará maior informação para sua vida profissional.

Não pode faltar

Sistemas multipressão em refrigeração industrial

Um sistema multipressão é um sistema de refrigeração que possui dois ou mais níveis de baixa pressão, que é a pressão do refrigerante entre a válvula de expansão e a entrada do compressor. Um sistema multipressão é diferenciado do sistema de pressão única, que tem apenas um nível de baixa pressão (STOECKER e JONES, 1985). Podemos encontrar um sistema multipressão, por exemplo, em uma fábrica de laticínios na qual um evaporador opera a -35 $°C$ para solidificar o sorvete, enquanto outro evaporador opera a 2 $°C$ para resfriar o leite. Outra aplicação típica pode

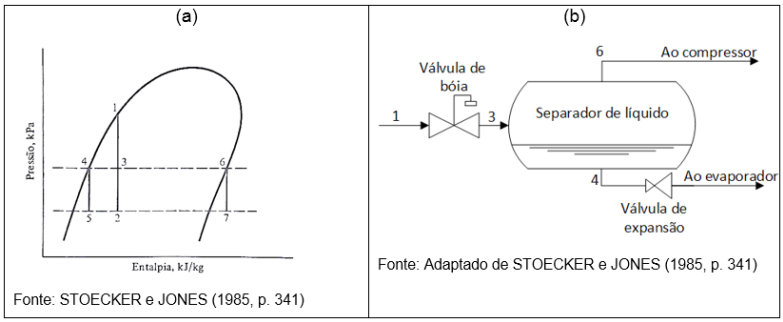
estar em uma indústria de processo em que um arranjo de compressão de dois ou três estágios alimenta um evaporador operando a uma temperatura baixa de -20 $°C$ ou inferior.

Aqui, consideraremos apenas sistemas multipressão com dois níveis de baixa pressão, sendo que os princípios que serão apresentados aqui podem ser aplicados a sistemas com mais de dois níveis de baixa pressão. Duas funções que integram os sistemas multipressão são o separador de líquido e o resfriador intermediário, os quais serão discutidos a seguir.

Separador de líquido

Uma economia de energia em um sistema de refrigeração é gerada caso o gás *flash* (denominação dada ao gás formado no processo de estrangulamento entre o condensador e o evaporador), for removido e recomprimido antes da expansão completa. Quando o líquido saturado se expande através de uma válvula de expansão, a fração de vapor ou gás *flash* aumenta progressivamente. O processo de expansão está mostrado no diagrama pressão-entalpia (Figura 4.2a) e ocorre de 1 a 2.

Figura 4.2 | (a) Processo de expansão (substituição do processo 3-2 pela combinação de 4-5 e 6-7. (b) Separador de líquido para remoção de gás ***flash*** durante o processo de expansão



À medida que o processo de expansão ocorre, o refrigerante segue para uma região de maior fração de vapor. O ponto final da expansão, 2, poderia ter sido alcançado interrompendo a expansão em 3 e separando as fases líquida e vapor, que são 4 e 6, respetivamente. A expansão poderia então continuar expandindo o líquido em 4 e o vapor em 6 até a pressão final, resultando nos pontos 5 e 7, respectivamente. Entre os estados 5 e 7 do refrigerante, encontra-se o estado 2.

Segundo os estados 6 a 7, pode-se verificar que não é possível acontecer a expansão do refrigerante, pois em primeiro lugar no estado 7 não existe refrigeração e em segundo lugar, seria necessário um compressor para comprimir o vapor refrigerante do estado 7 ao estado 6.

Reflita

Entre os estados 6 e 7 da Figura 4.2a, seria possível realizar parte da expansão separando o líquido do vapor, continuar expandindo o líquido e recomprimir o vapor?

O equipamento necessário para conseguir essa separação é chamado de separador de líquido (Figura 4.2b). A expansão de 1 a 3 ocorre através de uma válvula de boia, que serve para manter um nível constante no separador de líquido. No ponto 6 é necessário um compressor para recomprimir o vapor. O separador de líquido deve separar o refrigerante líquido do vapor. A separação ocorre quando a velocidade ascendente do vapor é baixa o suficiente para que as partículas líquidas caiam, retornando ao tanque. Normalmente, velocidades de vapor inferiores a 1 m/s fornecerão uma separação adequada. Esta velocidade é encontrada dividindo a vazão volumétrica do vapor pela área da superfície do líquido.

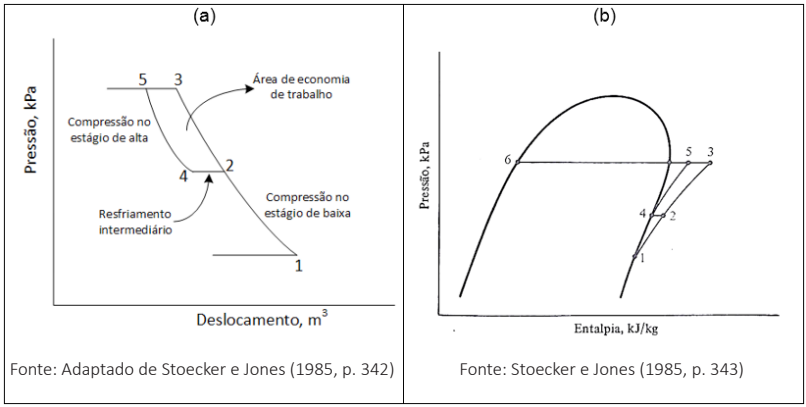
A maneira mais eficiente de remover o gás *flash* seria separar o vapor continuamente à medida que se forma e recomprimi-lo imediatamente. Porém, nenhum meio prático ainda foi desenvolvido para se conseguir isso.

Resfriamento intermediário

O resfriamento intermediário entre dois estágios de compressão reduz o trabalho de compressão por quilograma de vapor. Na compressão de ar em dois estágios, por exemplo, um resfriamento intermediário do ponto 2 para o 4 no diagrama de pressão-deslocamento (Figura 4.3a) economiza algum trabalho. Se os processos forem reversíveis, a economia é representada pela área formada na Figura 4.3a.

Podemos ver a compressão com resfriamento intermediário de um refrigerante no diagrama pressão-entalpia, mostrado na Figura 4.3b. Os processos 1-2-3 e 4-5 estão nas linhas de entropia constante, mas o processo 2-3 cai em uma curva mais plana do que o processo 4-5. Entre as mesmas duas pressões, portanto, o processo 4-5 mostra um aumento menor na entalpia, o que indica que uma quantidade menor de trabalho é necessária, comparando com o processo 2-3.

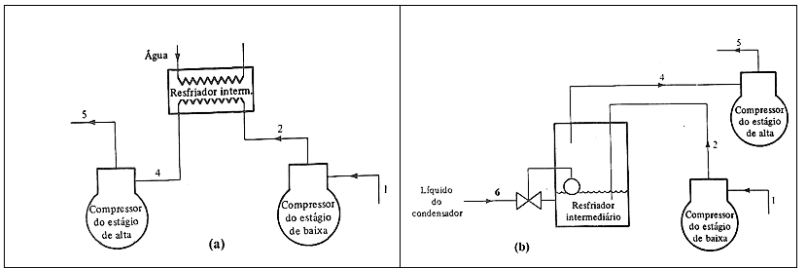
Figura 4.3 | (a) Resfriamento intermediário em uma compressão de dois estágios (b) Resfriamento intermediário de um refrigerante em compressão de dois estágios



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985, p. 342) | Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 343)

O resfriamento intermediário em um sistema de refrigeração pode ser realizado com um trocador de calor refrigerado a água ou usando refrigerante (Figura 4.4 a e b). O resfriador intermediário refrigerado a água pode ser utilizado para compressão de ar de dois estágios, mas para a compressão de refrigerante, seria necessário de um líquido suficientemente frio. Assim, o refrigerante líquido procedente do condensador seria usado para o resfriamento intermediário como mostra a Figura 4.4b.

Figura 4.4 | Resfriamento intermediário com: (a) um trocador de calor resfriado a água e (b) refrigerante líquido



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 344)

Assimile

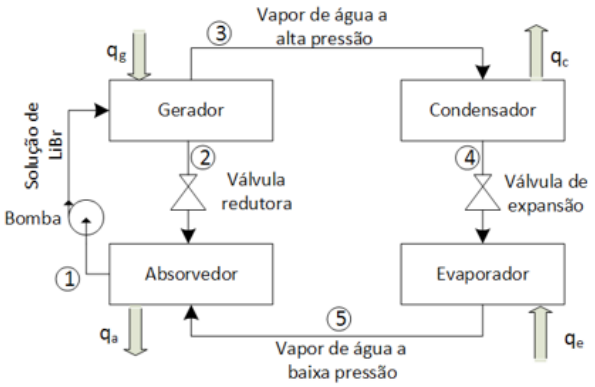
Há um método alternativo, o qual usa refrigerante líquido do condensador para fazer o resfriamento intermediário. O gás de descarga do compressor de estágio baixo borbulha através do líquido no resfriador intermediário. O refrigerante deixa o resfriador intermediário em 4 como vapor saturado. O resfriamento intermediário com refrigerante

líquido normalmente diminuirá a energia total requerida quando a amônia for o refrigerante, mas não quando os refrigerantes R-12 ou R-22 forem usados.

Coeficiente de eficácia de um ciclo de absorção ideal

Podemos ver o ciclo básico de absorção na Figura 4.5 usando uma solução aquosa de brometo de Lítio (LiBr-água), na qual temos o condensador, o evaporador e a operação de compressão se dá pela montagem na metade esquerda do diagrama. Um ciclo de absorção pode usar uma solução de LiBr-água, onde o LiBr é o absorvente e a água o refrigerante ou, uma solução aquosa de amônia, onde a água é o absorvente e a amônia o refrigerante. Conforme a Figura 4.5, o vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido pela solução de LiBr no absorvedor. A temperatura da solução aumentaria e, eventualmente, a absorção de vapor cessaria caso este processo de absorção fosse executado adiabaticamente, isto é, sem a transferência de calor entre o sistema e o ambiente externo. No processo de absorção, o absorvedor é resfriado pela água ou pelo ar, que acaba por rejeitar esse calor para a atmosfera. A bomba recebe líquido de baixa pressão que vem do absorvedor, eleva sua pressão e transporta o líquido ao gerador. No gerador, o calor de uma fonte de alta temperatura libera o vapor que foi absorvido pela solução. A solução líquida retorna ao absorvedor através de uma válvula redutora de pressão cuja finalidade é fornecer uma queda de pressão para manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor.

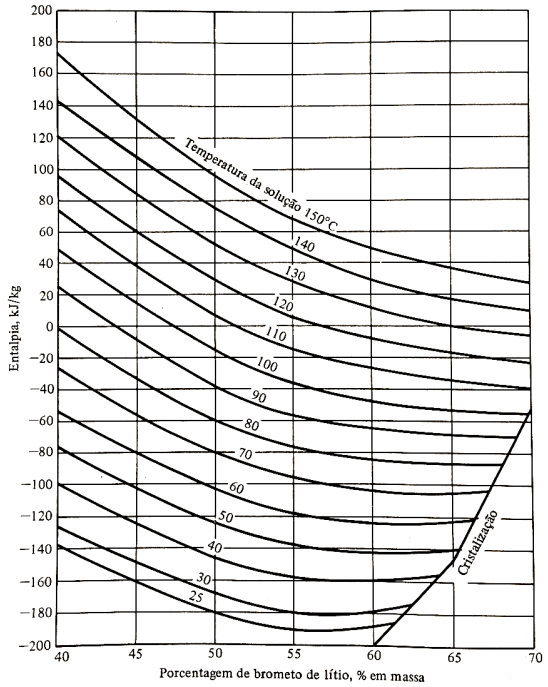
Figura 4.5 | Ciclo básico de absorção, para uma solução de LiBr-água



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985, p. 362)

Dados de entalpias de soluções de trabalho precisam estar disponíveis e são utilizadas para realizarmos cálculos térmicos para um ciclo de refrigeração por absorção e um diagrama típico para soluções de LiBr-água está apresentado na Figura 4.6.

Figura 4.6 | Entalpia de soluções de LiBr-água



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 368)

Exemplificando

Determine a vazão em massa de água (refrigerante) através do gerador e condensador ($\dot{m}_3$) no ciclo de refrigeração por absorção conforme mostrada na Figura 4.5 e a taxa de calor adicionada ao gerador (q_g), considerando que a bomba libera 0,5 kg/s e a temperatura do gerador é 90 $°C$, do condensador é igual a 35 $°C$, do evaporador é 10 $°C$ e do absorvedor é 25 $°C$. Dados: Para uma temperatura de saturação de água pura de 35 $°C$, tem-se a pressão de vapor igual a 5,62 kPa e a porcentagem em massa de LiBr na solução é de 65,3%. Para uma temperatura de saturação de água pura de 10 $°C$, tem-se a pressão de vapor igual a 1,23 kPa e a porcentagem em

massa de LiBr na solução é de 45%.

Solução:

Para fazermos o cálculo da vazão em massa, temos que fazer os balanços de massa usando as concentrações de LiBr na solução, de acordo com os dados apresentados no enunciado. Temos que lembrar que existem duas pressões diferentes no sistema: pressão baixa no absorvedor e no evaporador (1,23 kPa), e pressão alta no gerador e no condensador (5,62 kPa). Então, podemos fazer dois balanços de massa em torno do gerador:

$$Balanço\,de\,vazão\,em\,massa\,total: \dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = 0,5$$
$$Balanço\,do\,LiBr: \dot{m}_1\, x_1 = \dot{m}_2\, x_2 \rightarrow 0,5(0,45) = \dot{m}_2(0,653)$$

Resolvendo as equações simultaneamente, temos:

$$\dot{m}_2 = 0,344\,kg/s \quad e \quad \dot{m}_3 = 0,156\,kg/s$$

Agora, para o cálculo da taxa de calor adicionada ao gerador (q_g), usaremos os dados de entalpia da Figura 4.6. Então:

$$\text{a } 25°C \text{ e } x = 45\% \rightarrow h_1 = -160\,kJ/kg$$
$$\text{a } 90°C \text{ e } x = 65,3\% \rightarrow h_2 = -68\,kJ/kg$$

A entalpia da água no estado de vapor saturado a partir das tabelas de vapor saturado (STOECKER e JONES, 1985, p. 456) é $h_3 = 2660,1\,kJ/kg$.

A taxa de transferência de calor adicionada ao gerador (q_g) pelo balanço de energia é dada por:

$$q_g = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1$$
$$q_g = 0,156(2660,1) + 0,344(-68) - 0,5(-160) = 471,59\,kW$$

Portanto, a vazão em massa de água (refrigerante) através do gerador e condensador ($\dot{m}_3$) no ciclo de refrigeração por absorção é igual a 0,156 kg/s e a taxa de calor adicionada ao gerador (q_g) é igual a 471,59 kW.

O padrão para o fluxo de calor de e para os quatro componentes de troca de calor no ciclo de absorção é que o calor de alta temperatura entra no gerador enquanto o calor de baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição do calor do ciclo ocorre no absorvedor e no condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera.

O coeficiente de eficácia do ciclo de absorção ideal também é conhecido por coeficiente de desempenho do ciclo de absorção COP_{abs} e é

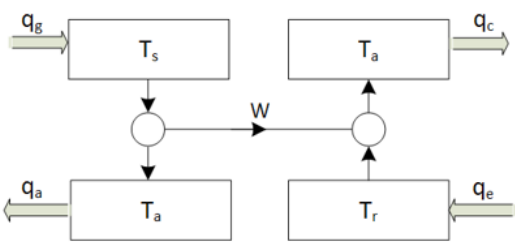
definido como:

$$COP_{abs} = \frac{taxa\,de\,refrigeração}{taxa\,de\,adição\,de\,calor\,no\,gerador}$$

Em certos aspectos, aplicar o termo COP ao sistema de absorção não é apropriado, porque o valor é apreciavelmente menor que o do ciclo de compressão de vapor (0,6 versus 3, por exemplo). Entretanto, esse valor comparativamente baixo de COP_{abs} não deve ser visto como um desempenho baixo para o sistema de absorção, porque os COP dos dois ciclos são definidos de formas diferentes: o COP do ciclo de compressão de vapor é a razão entre a taxa de refrigeração e a potência em forma de trabalho fornecido para operar o ciclo, sendo que a energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa e cara do que a energia na forma de calor.

Podemos ver na Figura 4.7 os dois ciclos: o ciclo de potência e o ciclo de refrigeração. O ciclo de potência recebe energia na forma de calor q_g a uma temperatura absoluta T_s, entrega uma energia W na forma de trabalho ao ciclo de refrigeração, e rejeita uma quantidade de energia q_a na forma de calor a uma temperatura T_a. O ciclo de refrigeração recebe o trabalho W e com ele bombeia calor q_e à temperatura de refrigeração de T_r, até uma temperatura T_a, na qual a quantidade q_c é rejeitada.

Figura 4.7 | Ciclo de refrigeração operado por calor como uma combinação de ciclo de potência e ciclo de refrigeração



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985, p. 363)

Para o ciclo de potência no lado esquerdo da Figura 4.7, temos:

$$\frac{q_g}{W} = \frac{T_s}{T_s - T_a}$$

E para o ciclo de refrigeração à direita, temos:

$$\frac{q_e}{W} = \frac{T_r}{T_a - T_r}$$

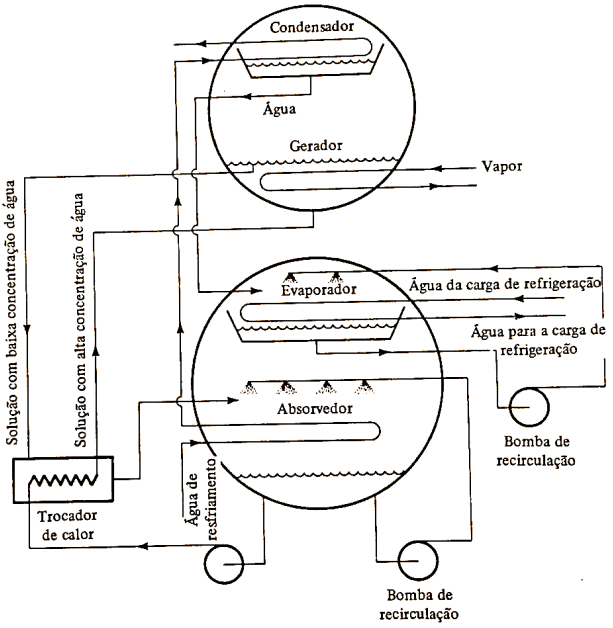
Sendo q_e a taxa de refrigeração e q_g a taxa de adição de calor no gerador, substituindo na equação do COP_{abs}, temos:

$$COP_{abs} = \frac{q_e}{q_g} = \frac{W T_r}{T_a - T_r} \frac{T_s - T_a}{W T_s} = \frac{T_r (T_s - T_a)}{T_s (T_a - T_r)}$$

Unidades de refrigeração por absorção comercial

A utilização de usinas de absorção comercial se aproveita do fato de que o condensador e o gerador operam na mesma pressão, combinando esses componentes em um único vaso de pressão. Da mesma forma, como o evaporador e o absorvedor operam na mesma pressão, esses componentes também podem ser instalados no mesmo vaso de pressão, como mostra a Figura 4.8.

Figura 4.8 | Unidade de refrigeração por absorção comercial



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 372)

No reservatório de alta pressão (condensador e gerador), o vapor de água do gerador se dirige para o condensador, local em que é liquefeito, enquanto que no reservatório de baixa pressão (evaporador e absorvedor), o vapor de água, liberado no evaporador, flui para baixo até o

absorvedor. Para melhorar a taxa de transferência de calor no evaporador, uma bomba de circulação pulveriza a água de evaporação sobre os tubos do evaporador para resfriar a água da carga de refrigeração. A água gelada que serve a carga de refrigeração é um circuito separado da água que serve como refrigerante na unidade de absorção. A manutenção de circuitos de água separados ajuda a manter uma melhor pureza na unidade de absorção e permite que a água que serve a carga de refrigeração opere a pressões acima da atmosférica. Outra característica é que a água de resfriamento da torre de resfriamento passa em série pelo absorvedor e pelo condensador, extraindo calor em ambos os componentes.

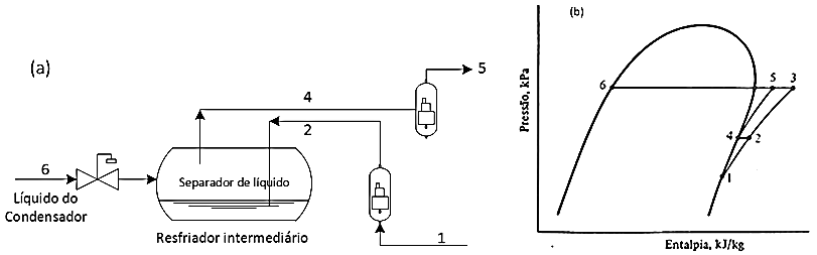
Existem unidades de absorção que funcionam por duplo efeito, estas unidades se caracterizam por incorporar um segundo gerador (gerador II), que usa o vapor da água de condensação do gerador I para fornecer o suprimento de calor.

Os conceitos abordados nesta seção são a base para o conhecimento e aplicação em sistemas de refrigeração industrial, resfriamento intermediário e unidades de refrigeração por absorção comercial que são vistos no cotidiano da vida profissional do engenheiro. Na próxima seção abordaremos os tipos e dimensionamento de bombas de calor, torres de resfriamento e condensadores evaporativos e resfriadores.

Sem medo de errar

Relembrando, temos que você é um engenheiro que está trabalhando numa empresa de sistemas de refrigeração, na qual há um grupo de engenheiros que você faz parte, que está desenvolvendo um projeto de refrigeração para uma indústria de fabricação de sucos concentrados. O seu líder pede para você desenvolver um projeto de refrigeração multipressão, com resfriamento intermediário com líquido refrigerante R134a, com compressão em dois estágios para compará-lo com um sistema sem resfriamento intermediário, a fim de verificar a possibilidade da diminuição do consumo de energia do compressor. Você sabe que a vazão do refrigerante R134a saindo do evaporador (estado 1) é de 1,5 kg/s de vapor saturado a 100 kPa e deve ser comprimido no primeiro estágio a 400 kPa e no segundo estágio a 900 kPa. O sistema de refrigeração com resfriamento intermediário por refrigerante líquido é mostrado na Figura 4.1a e o diagrama de pressão-entalpia para este sistema é mostrado na Figura 4.1b.

Figura 4.1 | (a) sistema de refrigeração com resfriamento intermediário, (b) diagrama pressão--entalpia do sistema de refrigeração



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para resolver este problema, vamos primeiramente observar a Figura 4.1b. Os estados 1, 2, 4 e 5 correspondem a um sistema de refrigeração multipressão com resfriamento intermediário, enquanto que os estados 1, 2 e 3 correspondem a um sistema sem resfriamento intermediário. Além disso, os estados 1 e 4 estão como vapor saturado e os estados 1, 2 e 3 e os estados 4 e 5 operam a entropia constante.

Para determinar a potência para um sistema de refrigeração sem resfriamento intermediário, determinado pelos estados 1, 2 e 3 (Figura 4.1b), são necessárias as entalpias e entropias nestes estados para o refrigerante R134a (MORAN e SHAPIRO, 2018, Tabela A11 e A12):

Na pressão de 100 kPa, a entalpia do vapor saturado do R134a é $h_1 = 231{,}35 kJ/kg$ e a entropia é $s_1 = 0{,}9395 kJ/kgK$.

Na pressão de 400 kPa, a entalpia no estado 2 como vapor superaquecido, com $s_2 = s_1 = 0{,}9395 kJ/kgK$ é $h_2 = 259{,}50 kJ/kg$ e, a 900 kPa, a entalpia no estado 3 como vapor superaquecido, com $s_3 = s_2 = s_1 = 0{,}9395 kJ/kgK$ é $h_3 = 276{,}91 kJ/kg$.

Então, a potência total do compressor nos dois estágios para um sistema sem resfriamento intermediário é:

$$Potência = \dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_2(h_3 - h_2)$$

Em que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 1{,}5 kg/s$. Então:

$Potência = 1{,}5(259{,}50 - 231{,}35) + 1{,}5(276{,}91 - 259{,}50) = 68{,}3 kW$ Portanto, temos que a potência para um sistema de refrigeração de dois estágios de compressão sem resfriamento intermediário é de 68,3 kW.

Agora, vamos determinar a potência do compressor num sistema usando resfriamento intermediário com refrigerante líquido. Primeiramente, vejamos a Figura 4.1a: o gás comprimido no primeiro estágio de compressão

(estado 2) é misturado com o líquido que sai do condensador, que por sua vez, ingressa no separador de líquido que é controlado por uma válvula de boia. O gás já resfriado sai do separador de líquido e é comprimido num segundo estágio (estado 4 a estado 5). Veja que o estado 4 está como vapor saturado, então a 400 kPa, $h_4 = 252{,}32 kJ/kg$ e $s_4 = 0{,}9145 kJ/kgK$. Considerando entropia constante ($s_5 = s_4$), a 900 kPa, a entalpia no estado 5 de vapor superaquecido é $h_5 = 269{,}13 kJ/kg$ e no estado 6 de líquido saturado, a 900 kPa, é $h_6 = 105{,}29 kJ/kg$ (MORAN e SHAPIRO 2018, Tabela A11 e A12). Da Figura 4.1a, a vazão no estado 4 pode ser determinada aplicando um balanço de massa e energia. Assim, realizando o balanço de massa:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_2 = \dot{m}_4$$

Então, $\dot{m}_4 = \dot{m}_6 + 1{,}5$.

Realizando o balanço de energia, temos:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4$$
$$\dot{m}_6 (105{,}29) + 1{,}5(259{,}50) = \dot{m}_4$$

Substituindo $\dot{m}_4$, tem-se que:

$$\dot{m}_6 (105{,}29) + 1{,}5(259{,}50) = \dot{m}_6 + 1{,}5$$

Resolvendo a equação, temos que $\dot{m}_6 = 0{,}073 kg/s$ e, então, $\dot{m}_4 = 1{,}573 kg/s$.

Observe também que $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$. Então, a potência total para os dois estágios de compressão para o sistema de refrigeração com resfriamento intermediário será:

$$Potência = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) + \dot{m}_4 (h_5 - h_4)$$
$$Potência = 1{,}5(259{,}50 - 231{,}35) + 1{,}573(269{,}13 - 252{,}32) = 68{,}6 kW$$

Dos resultados obtidos, você pôde observar que a potência do compressor para um sistema de refrigeração com resfriamento intermediário e sem resfriamento intermediário é praticamente a mesma, podendo concluir que o uso do refrigerante R134a para o sistema de refrigeração não influenciará na economia de energia utilizada pelo compressor, o que é diferente do que acontece quando utilizamos amônia como refrigerante. Portanto, neste caso, você pode optar pelo sistema sem resfriamento intermediário ou como melhoria, poderia colocar um sistema de separador de líquido, que permitiria dois níveis de baixa pressão com dois evaporadores.

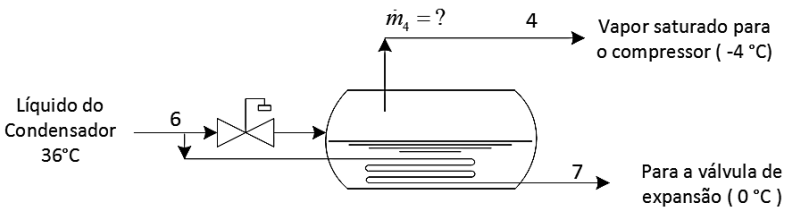
Você pode observar que, aplicando adequadamente os conceitos e fundamentos, pode-se resolver problemas e chegar a uma conclusão para uma futura tomada de decisão.

Projeto de um sistema de subresfriamento de líquido

Descrição da situação-problema

Imagine que você é um engenheiro que trabalha numa empresa consultora de engenharia. O seu líder tem um projeto de um sistema de subresfriamento de líquido com amônia, como mostrado na Figura 4.9. Você sabe que o subresfriador recebe amônia líquida do condensador numa vazão de 0,4 kg/s, na temperatura de 36 $°C$ e é subresfriada a 0 $°C$. O vapor saturado deixa o subresfriador e é dirigido para o compressor do estágio de alta pressão, na temperatura de -4 $°C$. O seu líder quer saber qual será a vazão de vapor saturado de amônia que vai para a compressão do estágio de alta pressão.

Figura 4.9 | Sistema de subresfriamento de líquido de amônia



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

A vazão de amônia é determinada a partir do balanço de massa e de energia. Para isto, você precisará das entalpias em cada estado. Assim, os estados 6 e 7 estão como líquidos saturados e o estado 4 como vapor saturado. Assim, a 36 $°C$, a entalpia $h_6 = 351{,}69\,kJ/kg$; a 0 $°C$, a entalpia $h_7 = 179{,}96\,kJ/kg$ e a -4 $°C$, a entalpia $h_4 = 1437{,}56\,kJ/kg$ (MORAN e SHAPIRO, 2018, Tabela A13). Portanto, aplicando o balanço de massa tem-se que:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$
$$\dot{m}_7 = 0{,}4 - \dot{m}_4$$

Realizando o balanço de energia:

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$
$$0{,}4(351{,}69) = \dot{m}_4(1437{,}56) + (0{,}4 - \dot{m}_4)(179{,}96)$$

Resolvendo esta equação tem-se que $\dot{m}_4 = 0{,}055\,kg/s$.

Portanto, você pode concluir que a vazão de vapor saturado de amônia que

vai para o compressor do estágio de alta pressão é de 0,055 kg/s. Veja que, aplicando os conceitos e equações matemáticas adequadamente, você pode resolver problemas e chegar a uma resposta adequada.

Faça valer a pena

1. No sistema de refrigeração por absorção temos 4 componentes envolvidos, que são o gerador, o absorvedor, o condensador e o evaporador. Existem duas pressões diferentes no sistema de refrigeração por absorção: pressão baixa e pressão alta.

Em quais componentes do sistema de refrigeração por absorção teremos pressão alta? Assinale a alternativa correta.

a) No gerador e no absorvedor.
b) No gerador e no condensador.
c) No condensador e no absorvedor.
d) No absorvedor e no evaporador.
e) No condensador e no evaporador.

2. O coeficiente de eficácia no ciclo de refrigeração por absorção é relativamente baixo quando comparado com o coeficiente de eficácia de um ciclo de compressão de vapor, isto porque são definidos de formas diferentes. Seja um ciclo de absorção ideal operado por calor, o qual recebe o calor de um aquecedor solar a uma temperatura de 60 $°C$, realiza refrigeração a 14 $°C$ e rejeita o calor para a atmosfera a uma temperatura de 34 $°C$.

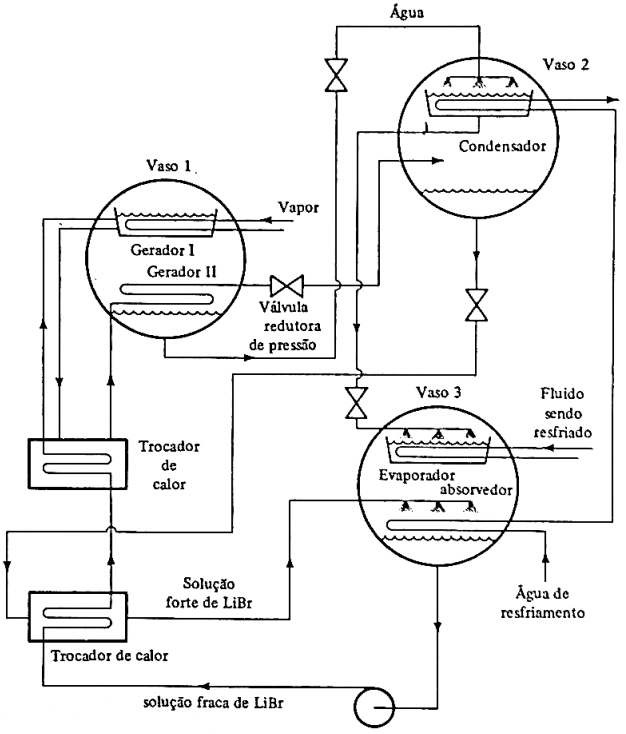
Qual é o coeficiente de eficácia para este ciclo de refrigeração por absorção? Assinale a resposta correta.

a) 0,68.
b) 0,95.
c) 1,12.
d) 1,59.
e) 2,34.

3. Os sistemas de refrigeração podem operar pelo ciclo de compressão de vapor ou por absorção. Algumas unidades de absorção funcionam por duplo efeito, que se caracteriza por incorporar um segundo gerador (gerador II), que usa o vapor da água de condensação do gerador I para fornecer o suprimento de calor.
Uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito como mostrada na Figura,

opera com uma solução de LiBr-água. A solução líquida de LiBr-água sai do gerador I com uma concentração de 65%, passa pelo trocador de calor e ingressa no gerador II, onde a temperatura aumenta a $120\,°C$. Logo, a solução passa através de uma válvula de expansão reduzindo sua pressão a 5,4 kPa e ingressando no condensador que opera a $90\,°C$. No processo de redução de pressão, um pouco de vapor de água se desprende dessa solução, fluindo através do gerador II.

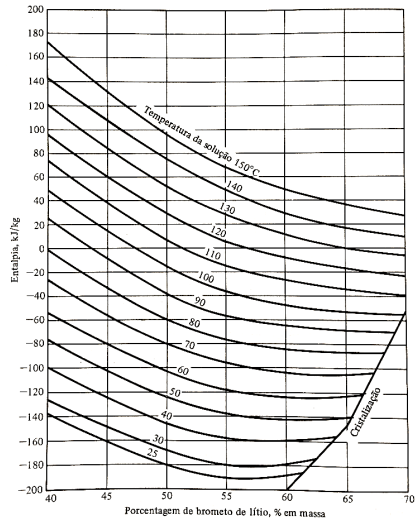
Unidade de absorção de duplo efeito



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 378)

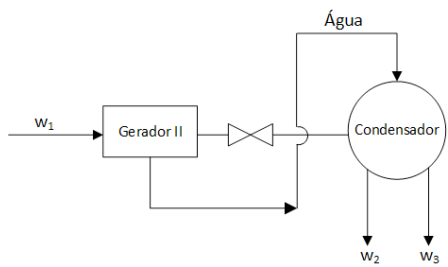
A variação da entalpia em soluções de LiBr-água é mostrada na seguinte figura.

Entalpia de soluções de LiBr-água



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 368)

Elabore uma linha de raciocínio e desenvolva os cálculos para determinar qual será a concentração de solução de LiBr que é condensado no condensador, considerando que um quilograma de solução de LiBr-água escoa através do gerador II de uma unidade de absorção de duplo efeito. O diagrama para o balanço de massa em torno do gerador II e do condensador é o seguinte:



Fonte: Elaborado pelo autor.

Assinale a resposta correta.

a) 40,5%.

b) 49,5%.

c) 56,3%.

d) 66,2%.

e) 80,4%.

Seção 4.2

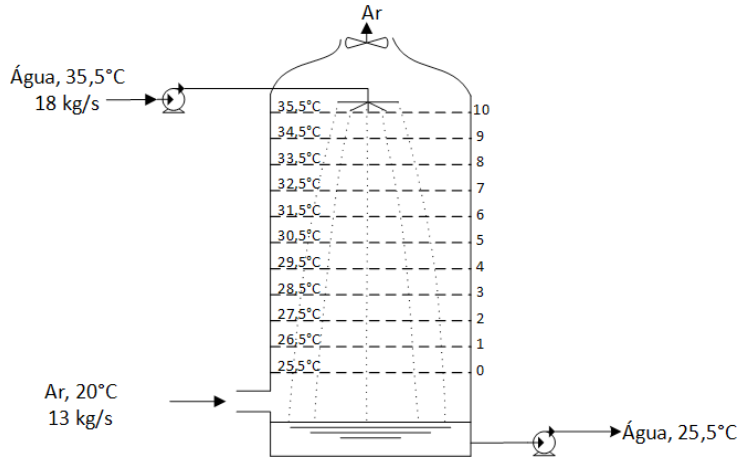
Bombas de calor, torres de resfriamento e condensadores evaporativos

Diálogo aberto

Caro aluno, você sabia que em climas frios as bombas de calor são bastante utilizadas? Porém, muitas vezes, uma parte da capacidade de aquecimento pode ser suprida com aquecedores elétricos, em ocasiões em que a temperatura do ambiente externo pode diminuir o fator de eficácia de uma bomba de calor. Por outro lado, sabemos que em sistemas de resfriamento utilizando água, são necessárias torres de resfriamento para a reutilização da água, fazendo com que a água seja resfriada. Uma aplicação de torres de resfriamento é nas refinarias de petróleo, em que a água procedente dos trocadores de calor é resfriada, sendo depois reutilizada. Neste processo de resfriamento, muitas vezes, parte da água é parcialmente evaporada, o que faz necessária a reposição do volume de água perdido.

Para entender melhor os temas e conceitos abordados nesta seção e a fim de colocar em forma prática o funcionamento e análise de uma torre de resfriamento, vamos pensar que você é um engenheiro que está trabalhando numa empresa de sistemas de refrigeração, a qual está desenvolvendo um projeto para uma indústria de fabricação de concentrados de sucos. No processo de fabricação de sucos, é realizada a pasteurização, no qual aumenta-se a temperatura por um período curto e, depois, o suco é resfriado rapidamente. A água utilizada no resfriamento do suco sai a $35\ ^{\circ}C$ e, então, é enviada a uma torre de resfriamento. Nesse momento, a empresa que você trabalha está realizando o projeto da torre de resfriamento e o seu líder pede para você avaliar qual será a temperatura de saída do ar na parte superior da torre de resfriamento, sendo que a vazão de água na entrada da torre é de 18 kg/s a $35{,}5\ ^{\circ}C$ e sai da torre a $25{,}5\ ^{\circ}C$. O ar ingressa na parte inferior da torre, com umidade relativa de 50% numa vazão de 13 kg/s e à temperatura de $20\ ^{\circ}C$. A Figura 4.10 mostra a torre de resfriamento e a divisão da torre em 10 seções.

Figura 4.10 | Torre de resfriamento de água



Fonte: elaborada pelo autor.

Para ajudar a resolver esta problematização, você poderá consultar os tópicos referentes a torres de resfriamento, condensadores evaporativos e resfriadores.

Você acha que a vazão de ar é importante para o resfriamento da água? No fluxo de saída do ar da torre, seria melhor utilizar um exaustor ou um ventilador? Para encontrar as respostas a esta e outras questões, convido a ler este material que trará conhecimento para resolver problemas na sua vida profissional.

Não pode faltar

Tipos de bombas de calor

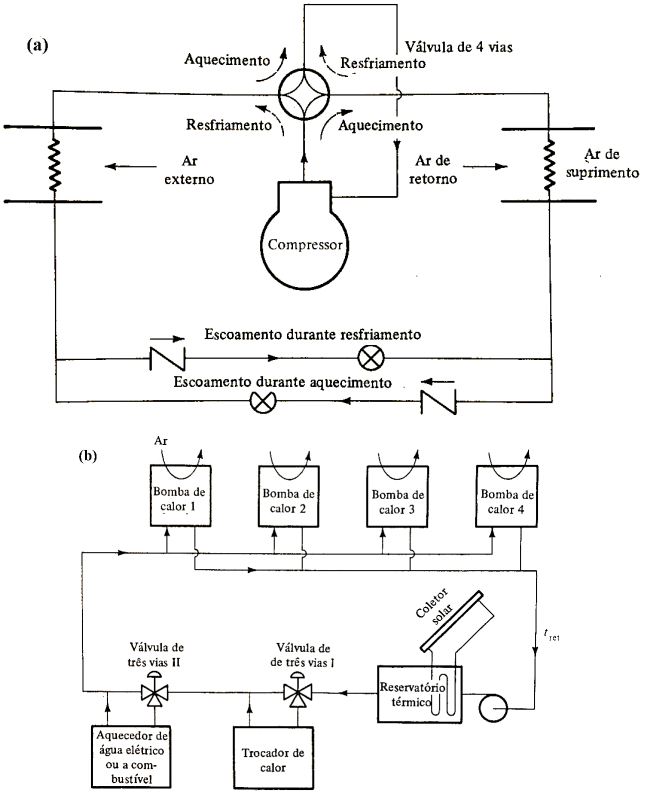
Por definição, todos os sistemas de refrigeração são bombas de calor, porque absorvem energia térmica a um nível baixo de temperatura e a descarregam a um nível de temperatura elevado. A designação do equipamento bomba de calor, no entanto, desenvolveu-se em torno da aplicação de um sistema de refrigeração na qual o calor rejeitado no condensador é usado em vez de simplesmente ser dissipado para a atmosfera. Existem certas aplicações e ocasiões em que a bomba de calor pode executar simultaneamente resfriamento e rejeição de calor, e esta é claramente uma situação vantajosa (STOECKER e JONES, 1985).

As bombas de calor geralmente são aplicadas em uma variedade de contextos. Existem quatro classificações importantes: 1) bombas de calor

compactas com ciclo reversível, 2) bombas de calor descentralizadas para condicionamento de ar em edifícios moderados e grandes, 3) bombas de calor com um condensador de feixe duplo e 4) bombas de calor industriais (STOECKER e JONES, 1985). Vale salientar que cada grupo corresponde a uma oportunidade ou necessidade exclusiva. Iremos, agora, conhecer um pouco mais sobre os tipos de bombas de calor:

1) Bombas de calor compactas com ciclo reversível: esta classificação inclui especialmente unidades residenciais e pequenas unidades comerciais e são capazes de aquecer um espaço em climas frios e resfriá-lo em climas quentes. As principais fontes e sumidouros de calor residenciais e comerciais são: ar, água, terra. Para fins de explicação, o ar será inicialmente considerado como sendo a fonte de calor. A bomba de calor reversível opera de acordo com o diagrama mostrado na Figura 4.11(a).

Figura 4.11 | (a) Bomba de calor reversível e (b) Bomba de calor descentralizada



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 387 e 394)

Durante a operação de aquecimento, a válvula de quatro vias se posiciona de modo que o gás de descarga de alta pressão do compressor flua primeiro para o trocador de calor na corrente de condicionamento de ar. Em seu processo de condensação, o refrigerante rejeita o calor, aquecendo o ar. O refrigerante líquido flui para a seção do dispositivo de expansão, na qual a válvula de retenção na linha superior impede o fluxo através deste trecho e, em vez disso, o refrigerante líquido flui através do dispositivo de expansão na linha inferior. O refrigerante frio de baixa pressão extrai o calor do ar externo enquanto ele vaporiza. O vapor de refrigerante retorna à válvula de quatro vias para ser direcionado para o lado de sucção do compressor. Para converter a operação de aquecimento para a operação de resfriamento, a válvula de quatro vias muda para sua posição oposta, de modo que o gás de descarga do compressor flua primeiro para a serpentina externa, na qual o refrigerante rejeita o calor durante a condensação. Depois de passar pelo dispositivo de expansão na linha superior da Figura 4.11a, o refrigerante de baixa pressão e baixa temperatura evapora no trocador de calor que resfria o ar do espaço condicionado.

Assimile

Duas ramificações são necessárias para o dispositivo de expansão na Figura 4.11a, porque uma válvula de expansão convencional controlada por superaquecimento funcionaria adequadamente com o fluxo somente em uma direção. Pode parecer que um tubo capilar funcionaria satisfatoriamente, porque seu desempenho é o mesmo, independentemente da direção do fluxo, mas a diferença de pressão através do tubo capilar é muito maior durante a operação de aquecimento no inverno do que durante o resfriamento no verão. Assim, um tubo capilar dimensionado para uma estação deve ser diferente para a outra. A válvula de expansão elétrica pode operar com fluxo de refrigerante em qualquer direção.

2) Bombas de calor descentralizadas: uma característica do arranjo de bombas de calor descentralizadas, como mostrado esquematicamente na Figura 4.11 (b), é que ele pode bombear calor de zonas de um edifício que necessitam de refrigeração para outras zonas que necessitam de aquecimento. As bombas de calor neste conceito são unidades de água-ar, cada uma servindo sua própria zona.

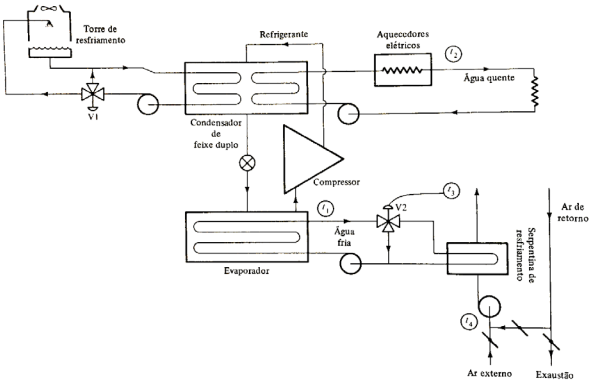
Um circuito hidráulico atende a essas bombas de calor, que alternam automaticamente entre aquecimento e resfriamento, conforme necessário, para manter a temperatura ambiente desejada. Se a maioria das bombas de calor estão no modo de resfriamento, a temperatura da água do circuito aumenta e quando T_{ret} atinge

cerca de 32 °C , a válvula de três vias I desvia o fluxo de água para o trocador de calor. Este trocador de calor rejeita calor para a atmosfera através do uso de uma serpentina com aletas resfriadas a ar ou um resfriador evaporativo (que veremos mais adiante). Se a maioria das bombas de calor estiverem no modo de aquecimento, a T_{ret} diminui e a válvula de três vias I envia a água diretamente; e se a T_{ret} diminuir para 15 °C , a válvula de três vias II abre para o aquecedor a combustível ou elétrico para compensar a deficiência de aquecimento do sistema.

O trocador de calor e o aquecedor suplementar são componentes necessários de todos os sistemas de bomba de calor descentralizada, sendo que o tanque de armazenamento e o coletor solar são opções. O tanque de armazenamento é eficaz nos dias em que o calor é rejeitado do edifício durante o dia (devido à carga solar, luzes, temperaturas externas quentes etc.) e o sistema apresenta uma deficiência de calor durante a noite. A temperatura da água no tanque de armazenamento aumenta durante o dia e fornece uma fonte de calor para a operação noturna. A incorporação do coletor solar converte o sistema em uma bomba de calor assistida por energia solar. As unidades de bomba de calor estão disponíveis em formatos adaptáveis a espaços existentes no teto, pequenas salas de equipamentos ou como consoles de ambiente.

3) Bombas de calor com um condensador de feixe duplo: durante a estação de inverno, grandes edifícios podem exigir calor nas zonas periféricas, embora as zonas interiores não sejam afetadas pelas condições externas e sempre exijam resfriamento. Um tipo de bomba de calor de fonte interna que bombeia o calor das zonas internas para as zonas periféricas é a bomba de calor com um condensador de feixe duplo. Um arranjo desse sistema é mostrado na Figura 4.12, que mostra que uma torre de resfriamento resfria a água para um dos feixes e a água flui para as serpentinas de aquecimento nas zonas periféricas através do outro feixe.

Figura 4.12 | Bombas de calor com um condensador de feixe duplo



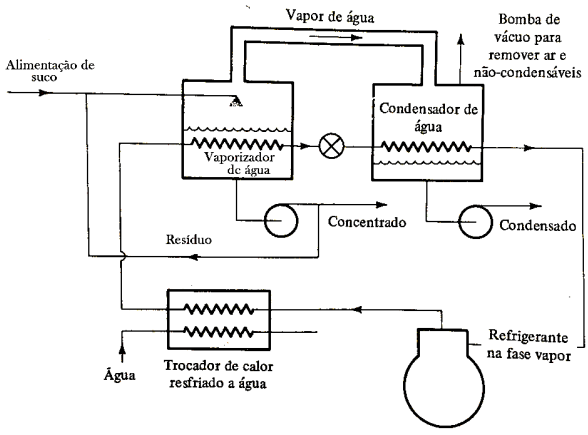
Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 396)

A estratégia de operação é que o compressor (geralmente do tipo centrífugo nesses sistemas) tem sua capacidade regulada para manter t_1 em um valor constante, digamos, $6\,°C$. O controlador da temperatura de fornecimento de água quente modula a válvula V1 para desviar mais água para a torre de resfriamento se t_2 subir muito. Quando a t_2 começa a cair, a V1 primeiro fecha o fluxo de água para a torre de resfriamento. Após uma queda contínua em t_2, aquecedores elétricos na linha de água quente entram em funcionamento. A serpentina de resfriamento atende a um sistema de ar (volume de ar variável, por exemplo) que pode abastecer de ar tanto as zonas internas quanto as periféricas. A temperatura do ar de fornecimento t_3 poderia ser mantida constante a $13\,°C$ modulando a válvula V2.

O resultado da operação é que o calor removido do ar que está sendo resfriado é suprido para as necessidades de aquecimento. Quando um excesso de energia está disponível, esta é rejeitada pela torre de resfriamento. A falta de energia nas serpentinas de aquecimento é compensada através do uso de aquecedores elétricos. Se temos baixas temperaturas externas, pode ser vantajoso regular a temperatura da mistura t_4 para um valor mais alto que o desejado para t_3. Se houver uma falta de energia no condensador que faça com que os aquecedores elétricos sejam ativados, seria preferível elevar t_4 para limitar a taxa de rejeição de calor no ar de exaustão.

4) Bombas de calor industriais: as aplicações de bombas de calor que vimos até agora foram direcionadas para aquecimento e resfriamento de edifícios, porém, existem algumas aplicações industriais atraentes da bomba de calor também. Um exemplo é um concentrador de suco de frutas, mostrado na Figura 4.13.

Figura 4.13 | Bomba de calor para concentração de suco de fruta



Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 397)

O suco, que deve ser concentrado a baixa temperatura para preservar o seu sabor, entra no vaporizador de água, que opera sob pressão subatmosférica (vácuo). O calor para a vaporização da água do suco é fornecido pela condensação do refrigerante. O vapor de água flui para o condensador de água, onde a água é condensada. Na saída da água condensada, uma bomba eleva a pressão para que o condensado possa sair à pressão atmosférica. No circuito refrigerante, um trocador de calor refrigerado a água elimina o calor gerado na compressão, porque a taxa de transferência de calor no vaporizador de água deve ser igual à do condensador de água.

Outro exemplo de uma bomba de calor industrial é a que bombeia calor do condensador para o refervedor de uma coluna de destilação. O condensador deve ser resfriado a uma temperatura baixa e o refervedor deve receber calor a uma temperatura alta. Em comparação com a torre de destilação convencional, a qual rejeita o calor do condensador para a atmosfera e requer calor derivado de um processo de combustão no refervedor, a bomba de calor requer energia na forma de potência para acionar o compressor.

Dimensionamento de bombas de calor

Idealmente, a capacidade da bomba de calor reversível do tipo compacto deveria corresponder à carga de resfriamento da estrutura durante o clima quente e à carga de aquecimento durante o clima frio. Haverá locais onde a combinação de características climáticas e térmicas da estrutura podem ser feitas, mas em geral não é esse o caso.

Em climas mais quentes do que casos em que a combinação de verão-inverno é perfeita, a bomba de calor geralmente é dimensionada para corresponder à carga de resfriamento, e há simplesmente um excesso de capacidade de aquecimento no inverno. Em climas mais frios, a bomba de calor é frequentemente escolhida de modo que sua capacidade de aquecimento é menor do que a demanda de aquecimento, e a deficiência é fornecida por aquecedores suplementares de resistência elétrica. A lógica desta estratégia é que o custo de investimento por kW de capacidade de aquecimento é muito menor na forma de aquecedores de resistência do que na forma de bomba de calor, de modo que por algumas horas do ano, um maior gasto de energia para esta operação será aceito. Outra razão para suplementar o sistema com aquecedores de resistência é que nas temperaturas externas em que são usados, o fator de desempenho da bomba de calor também é baixo (talvez cerca de 1,5 a 2,0), portanto, não há uma grande diferença no custo de aquecimento pelos dois métodos.

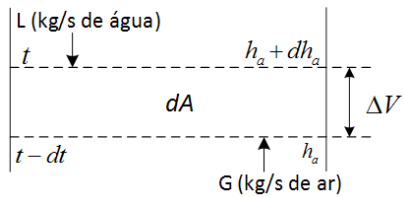
Torres de resfriamento

A torre de resfriamento tem a função de resfriar água quando está em contato com o ar e, neste resfriamento, temos que parte da água é evaporada. Existem

diferentes aplicações, sendo que uma delas é em usinas elétricas de grande capacidade, tomando uma forma hiperbólica de 50 a 100 m de altura, onde o fluxo de ar é por convecção natural. O desempenho de uma torre de resfriamento pode ser expresso por *resfriamento e aproximação*. O desempenho por resfriamento é dado quando o resfriamento é causado pela redução da temperatura da água numa torre de resfriamento, enquanto que a aproximação se refere à diferença entre a temperatura de bulbo úmido do ar que entra na torre e a temperatura da água que sai da torre.

Um tipo de torre de resfriamento é o de contrafluxo, no qual o ar escoa de baixo para cima, enquanto que a água escoa de cima para baixo. A Figura 4.14 apresenta um volume diferencial (ΔV) de uma seção da torre de resfriamento em contrafluxo, em que L é a vazão de água, G é a vazão de ar, h_a é a entalpia do ar $(kJ/kg\,\text{de ar seco})$, $h_a + dh_a$ é a entalpia saindo do volume diferencial, t é a temperatura da água e $t - dt$ é a temperatura da água saindo da torre pela parte inferior.

Figura 4.14 | Variação de massa e energia numa torre de resfriamento em contrafluxo



Fonte: adaptada de Stoecker e Jones (1985, p. 403)

A partir da troca de calor realizada na Figura 4.14, a taxa de energia removida da água é dada por:

$$dp = Gdh_a = L\left(4{,}19\,kJ/kg \cdot K\right)dt \qquad (kW)$$

Outra expressão para a troca de calor é a partir do princípio do potencial entálpico, expresso por:

$$dq = \frac{h_c dA}{c_{pm}}\left(h_i - h_a\right)$$

Em que h_c é o coeficiente de convecção (kW/m^2K), h_i é a entalpia do ar saturado na temperatura da água ($kJ/kg\,\text{de ar seco}$), h_a é a entalpia do ar ($kJ/kg\,\text{de ar seco}$), c_{pm} é o calor específico do ar úmido ($kJ/kg\,K$). A equação que descreve o termo $h_c dA/c_{pm}$ é:

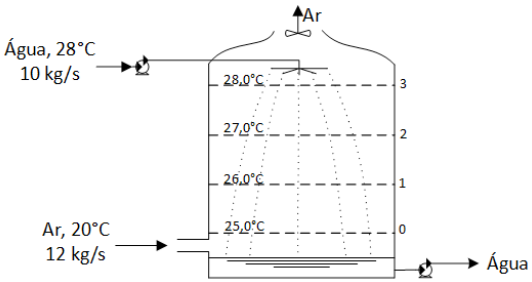
$$\frac{h_c dA}{c_{pm}} = 4{,}19\left(L\right)\left(\Delta t\right)\sum \frac{1}{\left(h_i - h_a\right)_m}$$

Sendo que $(h_i - h_a)_m$ é a média aritmética da diferença de entalpia para um incremento de volume ou temperatura.

Exemplificando

A torre de resfriamento de contrafluxo mostrada na Figura 4.15 resfria água de 28 $°C$ até 25 $°C$ usando ar com umidade relativa de 50%. Qual será o valor de $h_c dA / c_{pm}$ para a torre de resfriamento?

Figura 4.15 | Torre de resfriamento



Fonte: elaborada pelo autor.

Imaginemos que a torre seja dividida em 3 seções de temperatura (0-1, 1-2 e 2-3), como mostrado na Figura 4.15. Na entrada do ar, na seção 0-1, usando a carta psicrométrica, a entalpia do ar com umidade relativa de 50% é $h_{a,0} = 57{,}0\, kJ/kg$ (STOECKER e JONES 1985, p. 47) e $dt = 26 - 25 = 1°C$. Então, a entalpia do ar que deixa a seção 0-1, $h_{a,1}$, será:

$$dp = G dh_a = L\left(4{,}19\, kJ/kg \cdot K\right) dt$$

$$h_{a,1} - h_{a,0} = \frac{L}{G}\left(4{,}19\right) dt = 10/12\,(4{,}19)(1{,}0) = 3{,}49$$

$$h_{a,1} = 3{,}49 + 57 = 60{,}49\, kJ/kg$$

Assim, na seção 0-1, a entalpia média do ar, $(h_a)_m$ é $(60{,}49 + 57)/2 = 58{,}74\, kJ/kg$. Nesta seção, a água tem uma temperatura média de 25,5 $°C$ e nesta temperatura, a entalpia do ar saturado, das tabelas de ar saturado (STOECKER e JONES, 1985, p. 457), a entalpia é 78,63 kJ/kg. Então, o valor de $1/(h_i - h_a)_m$ será: $1/(78{,}63 - 58{,}74) = 0{,}0503$.

O mesmo procedimento é realizado nas seções 1-2, onde: $h_{a,2} - h_{a,1} = 3{,}41$. Como $h_{a,1}$ é $60{,}49\, kJ/kg$, então $h_{a,2} = 60{,}49 + 3{,}41 = 63{,}9\, kJ/kg$. Os valores de $1/(h_i - h_a)_m$ são mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 | Resultados para o cálculo de $1/(h_i - h_a)_m$

Seção	Temp. média	h_a médio	h_i médio	$(h_i - h_a)_m$	$1/(h_i - h_a)_m$
0-1	25,5	58,74	78,63	18,1	0,0503
1-2	26,5	62,24	83,02	18,91	0,0480
2-3	27,5	65,72	87,61	20,09	0,0454
					0,1437

Fonte: elaborada pelo autor.

Então, o valor de $h_c dA/c_{pm}$ é:

$$\frac{h_c dA}{c_{pm}} = 4{,}19(L)(\Delta t)\sum \frac{1}{(h_i - h_a)_m} = 4{,}19(10)(1)(0{,}1437) = 6{,}021\,kW$$

Veja que com o valor da razão obtido acima, pode ser calculado a taxa de energia e a temperatura do ar na saída da torre.

Uma outra propriedade a ser determinada é a temperatura do ar. Para determinar a temperatura de bulbo seco do ar, $t_{a,n+1}$ através da torre, a temperatura de entrada do ar deve ser conhecida. A temperatura t_n é a temperatura da água na posição n indicada na divisão da torre e t_{n+1} é a temperatura da água na posição n+1 da torre. Assim, a temperatura de saída do ar na torre numa seção arbitrária $n+1$ é:

$$t_{a,n+1} = \frac{t_{a,n} - \dfrac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}}\left(t_{a,n} - t_n - t_{n+1}\right)}{1 + \dfrac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}}} \quad onde: \quad \frac{h_c \Delta A}{c_{pm}} = 4{,}19(L)\Delta t\left(\frac{1}{\dfrac{h_{i,n} + h_{i,n+1}}{2} - \dfrac{h_{a,n} + h_{a,n+1}}{2}}\right)$$

Sendo que a expressão entre parênteses $\left(1\Big/\dfrac{h_{i,n} + h_{i,n+1}}{2} - \dfrac{h_{a,n} + h_{a,n+1}}{2}\right)$ é igual ao valor de $1/(h_i - h_a)_m$. O valor de n é a posição correspondente à divisão da temperatura da torre. No exemplo acima na Figura 4.15, o valor de n é 0, 1, 2 e 3. Assim, a partir desta equação temos a determinação da temperatura de bulbo seco do ar na saída da torre.

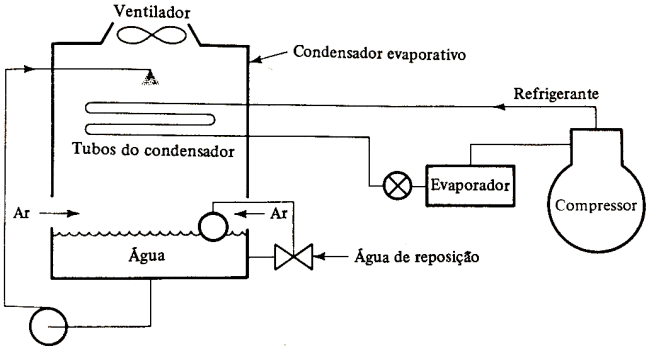
Reflita

Numa torre de resfriamento, se a vazão de ar for muito menor que a vazão de água, poderá se atingir uma temperatura de água resfriada desejada? Ou a vazão de ar deveria ser suficientemente maior que a vazão da água na entrada da torre?

Condensadores evaporativos e resfriadores

O condensador evaporativo combina as funções do condensador do refrigerante e da torre de resfriamento, como mostrado na Figura 4.16.

Figura 4.16 | Condensador evaporativo



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p. 413)

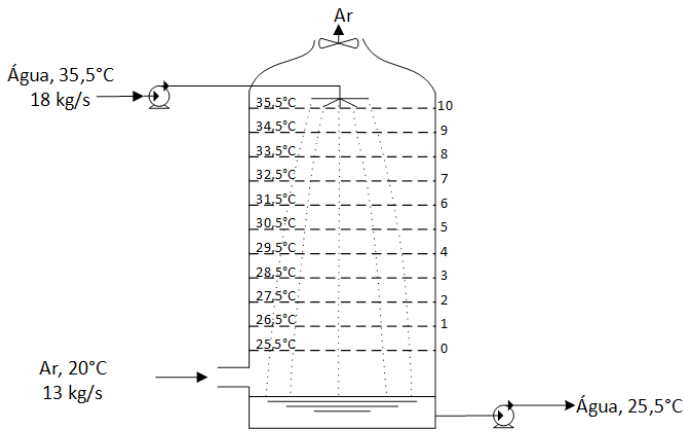
A sequência do processo combinado de transferência de calor e massa no condensador evaporativo é: (1) condensação do vapor refrigerante no interior dos tubos, (2) condução através das paredes do tubo, (3) condução e convecção a partir da superfície do tubo para a superfície externa do filme de água que cobre os tubos, e (4) transferência simultânea de calor e massa da superfície molhada para a corrente de ar.

Um dispositivo estreitamente relacionado ao condensador evaporativo é o resfriador evaporativo. Este dispositivo, ao invés de condensar um refrigerante dentro dos tubos, temos que um líquido é resfriado. Uma aplicação para o resfriador evaporativo é o trocador de calor na bomba de calor descentralizada descrita anteriormente.

Com os conceitos tratados nesta seção, você terá a base para o conhecimento e aplicação prática na sua vida profissional. Mais em diante veremos como são os separadores de líquido, segurança em instalações frigoríficas e trataremos sobre proteção contra incêndios em câmeras refrigeradas.

Vamos lembrar que você é um engenheiro que está trabalhando numa empresa de sistemas de refrigeração que está realizando o projeto de uma torre de resfriamento. Seu líder pede para você avaliar qual será a temperatura de saída do ar na parte superior da torre de resfriamento, sabendo que a vazão de água na entrada superior da torre é de 18 kg/s e 35,5 $°C$ e sai da torre a 25,5 $°C$. Além disso, o ar com umidade relativa de 50% ingressa na parte inferior da torre com uma vazão de 13 kg/s e 20 $°C$. A Figura 4.10 mostra a torre de resfriamento e a divisão da torre em 10 seções.

Figura 4.10 | Torre de resfriamento de água



Fonte: elaborada pelo autor.

Para começar a resolver seu problema, veja que para realizar os cálculos a torre pode ser dividida em 10 seções (0-1, 1-2, 2-3.....9-10), sendo que a variação da temperatura em cada seção (dt) é igual a 1 $°C$. Você sabe que o ar entra na torre de resfriamento a 20 $°C$, com umidade relativa de 50%. Portanto, usando a carta psicrométrica (STOECKER e JONES 1985, p. 47), a entalpia do ar úmido é $h_{a,0} = 57{,}0\,kJ/kg$. Assim, a entalpia do ar que deixa a seção 0-1 ($h_{a,1}$), será:

$$dp = Gdh_a = L\left(4{,}19\,kJ/kg \cdot K\right)dt$$

$$h_{a,1} - h_{a,0} = \frac{L}{G}\left(4{,}19\right)dt = \left(18/13\right)(4{,}19)(1{,}0) = 5{,}8$$

$$h_{a,1} = 5{,}8 + h_{a,0} = 5{,}8 + 57 = 62{,}8\,kJ/kg$$

Vale ressaltar que, na seção 1-2, para calcular a diferença de entalpia do ar, $h_{a,2} - h_{a,1}$, o valor de $h_{a,1}$ é de 62,8 kJ/kg e o valor de $h_{a,2}$ deve ser determinado. Este procedimento é realizado analogamente para todas as seções.

Na seção 0-1, a entalpia média do ar $(h_a)_m$ será: $(h_a)_m = (62{,}8 + 57)/2 = 59{,}9\,kJ/kg$. Como a temperatura média da água nesta seção é 26,0 $°C$ [$(25{,}5 + 26{,}5)/2 = 26{,}0°C$], então, a entalpia média do ar saturado ($(h_i)_m$ a 26,0 $°C$ é 80,777 kJ/kg (STOECKER e JONES, 1985, p. 457). Assim, o valor de $1/(h_i - h_a)_m >$ é:

$$1/(h_i - h_a)_m = 1/(80{,}777 - 59{,}9)_m = 0{,}0479$$

Este procedimento é usado para as seções 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8, 8-9 e 9-10. Os resultados dos valores de $1/(h_i - h_a)_m$ são mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 | Resultados de $1/(h_i - h_a)_m$ para a torre de resfriamento de água

Seção	Temp. média	h_a médio	h_i médio	$(h_i - h_a)_m$	$1/(h_i - h_a)_m$
0-1	25,5	59,9	80,777	20,877	0,0479
1-2	26,5	65,7	85,263	19,567	0,0511
2-3	27,5	71,5	89,952	18,452	0,0542
3-4	28,5	77,3	94,851	17,551	0,0570
4-5	29,5	83,1	99,977	16,877	0,0592
5-6	30,5	88,9	105,337	16,437	0,0608
6-7	31,5	94,7	110,946	16,242	0,0616
7-8	32,5	100,5	116,819	16,319	0,0613
8-9	33,5	106,3	122,968	16,668	0,0600
9-10	34,5	112,1	129,411	17,311	0,0578
					0,5709

Fonte: elaborada pelo autor.

O valor total de $1/(h_i - h_a)_m$ é igual a 0,5709 kg/kJ. Então a relação $h_c dA/c_{pm}$ será:

$$\frac{h_c dA}{c_{pm}} = 4{,}19(L)(\Delta t)\sum \frac{1}{(h_i - h_a)_m} = 4{,}19(18)(1)(0{,}5709) = 43{,}0573\,kW$$

Com o resultado de $h_c dA/c_{pm}$, calculamos a temperatura do ar na saída da torre de resfriamento com a seguinte equação, em que o segundo termo é dividido por 2G, então:

$$t_{a,n+1} = \frac{t_{a,n} - \dfrac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}}\left(t_{a,n} - t_n - t_{n+1}\right)}{1 + \dfrac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}}} \quad onde: \quad \frac{h_c \Delta A}{c_{pm}} = 4{,}19(L)\Delta t\left(\frac{1}{\dfrac{h_{i,n} + h_{i,n+1}}{2} - \dfrac{h_{a,n} + h_{a,n+1}}{2}}\right)$$

Veja que na posição de $n=0$, o valor de $t_{a,n}=20°C$, $t_n=25{,}5°C$, $t_{n+1}=26{,}5°C$. Sabemos que o termo em parênteses da segunda equação é igual a $1/(h_i-h_a)_m$. Então, dividindo a equação da direita por 2G tem-se que:

$$\frac{h_c\Delta A}{2Gc_{pm}}=\frac{4{,}19(L)\Delta t}{2G}\left(\frac{1}{(h_i-h_a)_m}\right)=\frac{4{,}19(18)(1)(0{,}0479)}{2(13)}=0{,}1389$$

O mesmo procedimento é feito para as demais posições de n. Os resultados da temperatura do ar em cada posição da torre e na saída são mostrados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 | Resultados do cálculo da temperatura do através da torre de resfriamento

n	seção	$1/(h_i-h_a)_m$	$h_c\Delta A/2Gc_{pm}$	$t_{a,n}$	t_n	t_{n+1}	$t_{a,n+1}$
0	0-1	0,0479	0,1389	20	25,5	26,5	21,46
1	1-2	0,0511	0,1482	21,46	26,5	27,5	22,89
2	2-3	0,0542	0,1572	22,89	27,5	28,5	24,28
3	3-4	0,057	0,1653	24,28	28,5	29,5	25,62
4	4-5	0,0592	0,1717	25,62	29,5	30,5	26,90
5	5-6	0,0608	0,1764	26,90	30,5	31,5	28,13
6	6-7	0,0616	0,1787	28,13	31,5	32,5	29,30
7	7-8	0,0613	0,1778	29,30	32,5	33,5	30,42
8	8-9	0,06	0,1740	30,42	33,5	34,5	31,48
9	9-10	0,0578	0,1677	31,48	34,5	35,5	32,49

Fonte: elaborada pelo autor.

Como mostrado na Tabela 4.3, você pode concluir que o valor da temperatura do ar na saída da torre ($t_{a,n+1}$) será de 32,49 $°C$. Você pode ver que, aplicando os conceitos e equações deste material, pode-se chegar a soluções de problemas análogos, encontrados na vida prática.

Avançando na prática

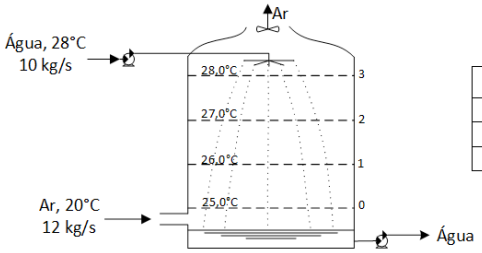
Determinação da temperatura do ar na saída da torre de resfriamento.

Descrição da situação-problema

Vamos pensar que você engenheiro trabalha numa empresa consultora de engenharia. O seu líder pede para você determinar a troca de calor de uma torre de resfriamento de água para uma empresa de produtos químicos. O ar entra a 20 $°C$, a água entra a 28 $°C$ e sai a 25 $°C$, a vazão de água na entrada

é $L = 10 kg/s$ e a vazão de ar na entrada é $G = 12 kg/s$. O valor da expressão $1/(h_i - h_a)_m$ e os dados da torre de resfriamento são mostrados na Figura 4.17.

Figura 4.17 | Diagrama e dados da torre de resfriamento



n	Seção	Temp média	$1/(h_i - h_a)_m$
0	0-1	25,5	0,0503
1	1-2	26,5	0,0480
2	2-3	27,5	0,0454
			0,1437

Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

Primeiramente, determinamos o termo $h_c \Delta A / c_{pm}$ a partir da seguinte equação:

$$\frac{h_c \Delta A}{c_{pm}} = 4{,}19(L)\Delta t \left(\frac{1}{\frac{h_{i,n} + h_{i,n+1}}{2} - \frac{h_{a,n} + h_{a,n+1}}{2}} \right)$$

A partir da Figura 4.17, veja que na posição $n = 0$, o valor de $t_{a,n} = 20°C$, $t_n = 25{,}0°C$, $t_{n+1} = 26{,}0°C$. Sabemos que o termo entre parênteses da segunda equação é igual a $1/(h_i - h_a)_m$. Dividindo a equação à direita por 2G, tem-se:

$$\frac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}} = \frac{4{,}19(L)\Delta t}{2G} \left(\frac{1}{(h_i - h_a)_m} \right) = \frac{4{,}19(10)(1)(0{,}0503)}{2(12)} = 0{,}0878$$

A temperatura do ar na posição $t_{a,n+1}$ é determinada pela seguinte equação:

$$t_{a,n+1} = \frac{t_{a,n} - \frac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}} \left(t_{a,n} - t_n - t_{n+1} \right)}{1 + \frac{h_c \Delta A}{2Gc_{pm}}} = \frac{20 - 0{,}0878(20 - 25 - 26)}{1 + 0{,}0878} = 20{,}88°C$$

Seguindo este procedimento para $n = 1$ e $n = 2$, tem-se o resultado mostrado na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 | Temperatura do ar na torre de resfriamento

n	seção	$1/(h_i - h_a)_m$	$h_c \Delta A / 2Gc_{pm}$	$t_{a,n}$	t_n	t_{n+1}	$t_{a,n+1}$
0	0-1	0,0503	0,0878	20	25	26	20,88
1	1-2	0,0480	0,0838	20,88	26	27	21,76
2	2-3	0,0454	0,0793	21,76	27	28	22,60

Fonte: elaborada pelo autor.

O valor de $h_c \Delta A / 2Gc_{pm}$ é igual à $0{,}0878 + 0{,}0838 + 0{,}0793 = 0{,}2509$. Então, o valor de $h_c \Delta A / c_{pm} = 6{,}0216$. Como o valor de $(h_i - h_a) = 0{,}1437$, então a troca de calor é determinada a pela seguinte equação:

$$q = \frac{h_c dA}{c_{pm}}(h_i - h_a) = (6{,}0216)(0{,}1437) = 0{,}865\,kW$$

Portanto, veja que o calor transferido na torre de resfriamento é igual a 0,865 kW e a temperatura de ar na saída da torre de resfriamento é de 22,60 $°C$.

Faça valer a pena

1. Temos que a bomba de calor é um sistema termodinâmico capaz de retirar energia na forma de calor de um meio a temperatura inferior, chamado de fonte fria, e de fornecer energia útil, na forma de calor, a um meio de temperatura superior, chamado de fonte quente, à custa de um consumo de energia (GUILHERMETTI, 2007).

Qual tipo de bomba de calor é utilizado especialmente em unidades residenciais e pequenas unidades comerciais, a fim de aquecer um espaço em climas frios e resfriá-lo em climas quentes?

a) bomba de calor descentralizada para condicionamento de ar.
b) bomba de calor centralizada.
c) bomba de calor industrial.
d) bomba de calor compacta com ciclo reversível.
e) bomba de calor com um condensador de feixe duplo.

2. O condensador evaporativo é um dispositivo que tem a função de condensar um gás ou vapor. O refrigerante na fase vapor, procedente de um compressor, escoa através de tubos colocados no interior de uma torre de resfriamento. Através da transferência de calor entre os tubos e água que escoa externamente aos tubos, acontece a condensação do refrigerante. Este processo é utilizado na indústria de condicionamento de ar, para a condensação do gás refrigerante.
No condensador evaporativo, ocorrem algumas etapas podem ser descritas para o processo de troca de calor e massa. Com isso, julgue as afirmativas a seguir:
I. Condensação do vapor refrigerante no interior dos tubos;
II. Convecção e radiação da superfície externa e filme de água que recobre os tubos;
III. Troca de calor e de massa entre a superfície úmida e o fluxo de ar;
IV. Condução através das paredes dos tubos.

A partir da avaliação da veracidade das afirmações apresentadas no texto-base, assinale a alternativa correta. São etapas que podem ser descritas para o processo de

troca de calor e massa no condensador evaporativo:

a) As afirmativas I, II e III apenas.
b) As afirmativas I, II e IV apenas.
c) As afirmativas III e IV apenas.
d) As afirmativas II, III e IV apenas.
e) As afirmativas I, III e IV apenas.

3. As torres de resfriamento resfriam a água em contato com o ar e, deste contato, resulta a evaporação de parte da água. As torres de resfriamento são utilizadas em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar, fazendo com que os ventiladores movimentem o ar em sentido vertical.
Para uma torre de resfriamento que reduz a temperatura da água de 33 a 27 $°C$, com uma vazão de água de 18,8 kg/s e ar entrando na torre na temperatura de 32 $°C$ com uma vazão de ar de 15,6 kg/s, os incrementos de temperatura para cada seção da torre são de 0,5 $°C$ e os valores de $1/(h_i - h_a)_m$ são de 0,04241, 0,04274 e 0,04299. Elabore uma linha de raciocínio e desenvolva os cálculos para determinar a temperatura de ar na saída da torre de resfriamento.

De acordo com o apresentado no texto-base, qual é a temperatura de ar na saída da torre de resfriamento? Assinale a alternativa correta:

a) 29,3 $°C$.
b) 32,4 $°C$.
c) 31,0 $°C$.
d) 33,5 $°C$.
e) 28,7 $°C$.

Seção 4.3

Reservatórios e normas de segurança

Diálogo aberto

Caro aluno, sabemos que nas instalações frigoríficas as capacidades de refrigeração devem ser suficientemente grandes para manter o produto refrigerado. Desta forma, os projetos de instalações frigoríficas preveem a instalação de reservatórios e separadores de líquido após o evaporador para prevenir a entrada de líquido refrigerante no compressor e, preveem também a instalação de reservatórios de líquido na saída do condensador.

Em sistemas com múltiplos evaporadores, podem ser usados acumuladores de aspiração que permitem ao líquido retornar ao condensador e o vapor ser destinado ao compressor, sem a presença de líquido. Por outro lado, existem normas de segurança em instalações frigoríficas que devem ser seguidas rigorosamente a fim de evitar acidentes, sendo que algumas normas se referem ao uso de vasos de pressão, tubulação e válvulas e dispositivos de segurança. Você sabe também que uma instalação frigorífica deve contar com sistema de prevenção contra incêndios e como devem ser realizadas as descargas de amônia.

Para entender melhor a aplicação destes conceitos, vamos imaginar que você é um engenheiro que está trabalhando numa empresa de sistemas de refrigeração e que está desenvolvendo um projeto para uma indústria de fabricação de suco concentrado. Considere que, após a evaporação, concentração e pasteurização do suco, o produto final é resfriado, embalado e conservado em um sistema de refrigeração. Neste projeto, você faz parte da equipe de engenheiros e o seu líder pede para você desenvolver o projeto do reservatório e do separador de líquido refrigerante (vertical ou horizontal) do sistema multipressão com duplo estágio de compressão desenvolvido na primeira fase do projeto. Você deve também verificar a possibilidade de usar um acumulador de aspiração, considerando que o sistema de refrigeração para a conservação de suco prevê o uso de um evaporador. Além disso, deverão ser relatados quais são as normas de segurança que a empresa deve seguir para realizar suas atividades com a devida segurança e quais os cuidados operacionais que se devem ter com os vasos de pressão, tubulações e válvulas e dispositivos de alívio instalados no sistema de refrigeração. Finalmente, devem ser relatados os cuidados que devem ser tomados para a proteção contra incêndios nas câmaras de refrigeração.

Numa instalação frigorífica com um sistema de evaporação poderá ser instalado um acumulador de aspiração? Ou talvez seria melhor usar simplesmente um reservatório de líquido? Um dispositivo limitador de pressão é igual a um dispositivo de alívio?

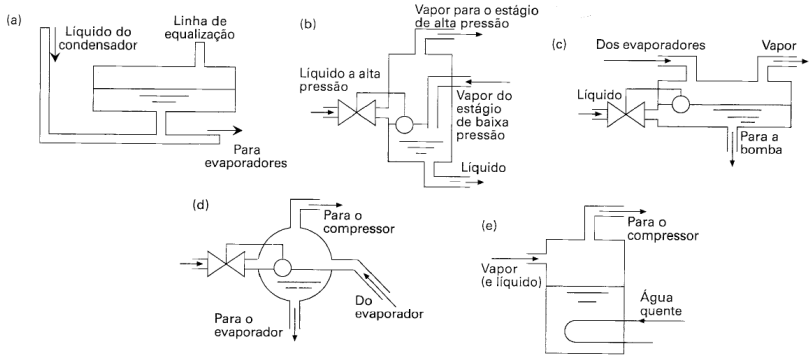
As respostas para estas e outras questões relacionadas a esta seção podem ser encontradas com a leitura deste material. Para ajudar a resolver essa problematização, você deverá consultar os tópicos referentes a reservatórios e separadores de líquido refrigerante, acumulador de aspiração, segurança, vasos de pressão; tubulações e válvulas; dispositivos de alívio e proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas. Faço um convite para a leitura deste material para enriquecer seu conhecimento neste assunto. Bons estudos!

Não pode faltar

Reservatórios e separadores de líquido

Os reservatórios servem para armazenamento e para separação do refrigerante líquido, sendo que o armazenamento de líquido compensa as variações que ocorrem tanto na produção como na demanda de refrigerante líquido nos condensadores e evaporadores. Já a separação serve para evitar que o líquido entre no compressor. Já estudamos o separador de líquido e o resfriador intermediário. Portanto, neste momento, falaremos um pouco sobre reservatórios de líquidos, os quais são comuns em instalações frigoríficas industriais, que podem ser: (1) tanques de líquido de alta pressão que armazenam o líquido proveniente do condensador (Figura 4.18a); (2) tanque de flash/resfriador intermediário em sistemas de duplo estágio de compressão que borbulham vapor superaquecido com refrigerante líquido, funcionando como separador de líquido (Figura 4.18b); (3) reservatório de baixa pressão em sistemas com recirculação de líquido para separar o líquido, que serve de reservatório de líquido quando há variações de carga para compensar as necessidades de refrigerante líquido (Figura 4.18c); (4) separador de líquido para um evaporador inundado (Figura 4.18d) e; (5) acumulador da linha de aspiração, que protege o compressor quando há a presença de líquido (Figura 4.18e).

Figura 4.18 | Tipos de reservatórios usados em instalações frigoríficas (a) tanque de líquido de alta pressão (b) tanque de flash/resfriador intermediário em sistemas de duplo estágio de compressão (c) reservatório de baixa pressão em sistemas com recirculação de líquido (d) separador de líquido para um evaporador inundado (e) acumulador da linha de aspiração



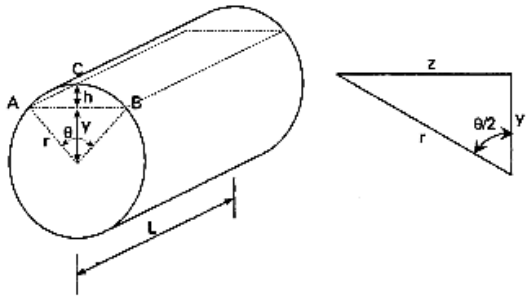
Fonte: adaptada de Stoecker e Jabardo (2002, p. 253).

Quando falamos em reservatórios, temos que nos lembrar que é necessário limitar os níveis de líquido no interior destes, sendo que o nível inferior deve garantir que somente o líquido está deixando o reservatório e o nível superior é estabelecido para evitar que líquido seja extraído simultaneamente com o vapor. Já a operação do tanque de flash/resfriador intermediário foge à regra de reservatório, pois a sua operação não é afetada pelo nível de líquido. Quando temos que fazer um projeto de um reservatório, é necessário fazer o cálculo do volume de vapor do setor cilíndrico, a partir da Figura 4.19. Com isso, determina-se a capacidade de armazenamento de líquido, da seguinte maneira:

$$volume\ de\ vapor = \frac{r^2}{2}(\theta - sen\theta)L$$

Em que θ é dado em radianos.

Figura 4.19 | Setor cilíndrico ABC para cálculo do volume



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002, p. 254).

Exemplificando

Considerando a Figura 4.19, qual será o volume do vapor para um reservatório cilíndrico horizontal de 4 m de comprimento, uma vez que este apresenta uma seção transversal com diâmetro de 1,5 m e que a altura do líquido é de 2/3 do diâmetro?

Solução:

Como a altura do líquido é 2/3 do diâmetro, temos que a altura do líquido é:

$$Altura\ \ do\ \ líquido = \frac{2}{3} \times D = \frac{2}{3} \times 1{,}5 = 1m$$

Então, conforme a Figura 4.19:

$$h = D - altura\ \ do\ \ líquido = 1{,}5 - 1 = 0{,}5m$$

Dessa forma:

$$y = r - h = (1{,}5/2) - 0{,}5 = 0{,}25m$$

Considerando o triângulo da Figura 4.19, temos:

$$z = \sqrt{r^2 - y^2} = \sqrt{0{,}75^2 - 0{,}25^2} = \sqrt{0{,}5625 - 0{,}0625} = 0{,}707m$$

Assim, em radianos:

$$sen(\theta/2) = \frac{0{,}707}{0{,}75} = 0{,}943$$

$$\frac{\theta}{2} = arc\,sen(0{,}943)$$

$$\theta = 2{,}463$$

Finalmente, o volume de vapor será:

$$volume\ de\ vapor = \frac{r^2}{2}(\theta - sen\theta)L = \frac{0{,}75^2}{2}(2{,}463 - 0{,}628)4 = 2{,}064m^3$$

Veja que, aplicando as equações e desenvolvimento de cálculos, você determinou corretamente qual o volume do vapor para um reservatório cilíndrico horizontal.

Para a estimativa do volume de reservatórios de alta e de baixa pressão, temos que considerar que estes são capazes de receber todo o líquido que está presente nos condensadores, nos evaporadores e nas linhas. Ainda, temos que fazer uma previsão da possibilidade de uma mudança nas condições operacionais do sistema, como, por exemplo, uma parada em um dos equipamentos, sendo necessário armazenar todo o refrigerante líquido nele contido. Temos que quantificar precisamente a quantidade de líquido no sistema, é uma tarefa complexa, no entanto, há algumas regras práticas a serem seguidas pelos projetistas na execução do projeto dos reservatórios, tais como:

a) Nos evaporadores com recirculação de líquido, temos que:

O líquido ocupa 80% do volume interno, quando a alimentação é por baixo;

O líquido ocupa 30% do volume interno, quando a alimentação é por cima.

b) Condensadores: o condensador deve conter 50% da capacidade total de líquido, em base mássica. É admitido que o título varie linearmente com a distância e, como o título médio no condensador é igual a 0,5, temos que:

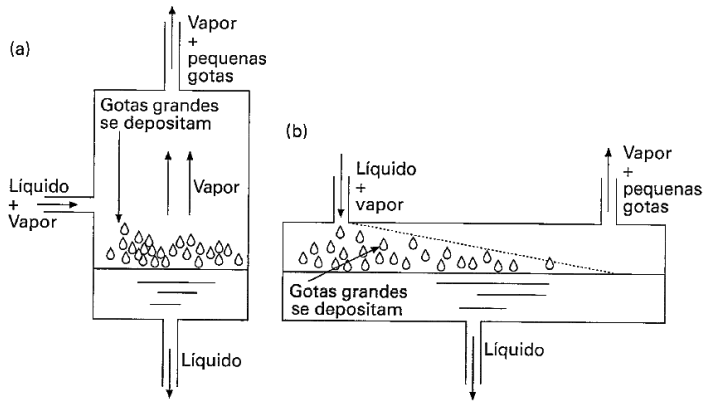
$$m_l = m_v$$
$$\rho_l V_l = \rho_v V_v$$

Em que V_l é o volume de líquido e V_v é o volume de vapor; ρ_l e ρ_v suas respectivas densidades. Sendo o volume interno, V, temos que:

$$V = V_l + V_v$$
$$V_l = V\left[\frac{\rho_v}{\rho_l + \rho_v}\right]$$

c) Temos que para as linhas de mistura bifásica no retorno do evaporador em sistemas com recirculação de líquido: os separadores de líquido podem ser do tipo horizontal e vertical e a gravidade é fundamental para a separação de líquido (Figura 4.20).

Figura 4.20 | Separação de líquido por gravidade, com escoamento de vapor na (a) direção vertical (b) direção horizontal



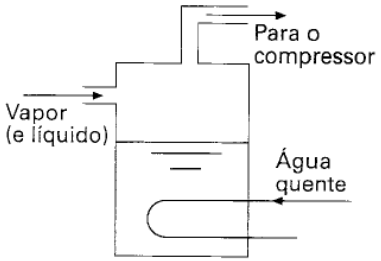
Fonte: adaptada de Stoecker e Jabardo (2002, p. 256).

Quando temos o escoamento do vapor no sentido vertical ascendente (Figura 4.20a), a maioria das gotas de líquido que estão presentes devem se depositar e, para isso, é necessário que sua velocidade seja suficientemente baixa para ocorrer o arraste de somente aquelas com menor diâmetro. Já nos reservatórios que apresentam escoamento horizontal do vapor (Figura 4.20b), o vapor arrasta as gotas de líquido horizontalmente também. Uma vez que estas estão também sujeitas à ação da gravidade, esses dois efeitos devem ser considerados no projeto. Para fins de dimensionamento dos reservatórios que têm funções de armazenamento e separação de líquido, será elegido o critério que exigir maior volume.

Acumulador de aspiração

Um acumulador de aspiração, como mostrado na Figura 4.21, normalmente não é um componente necessário na grande maioria das instalações, pois os reservatórios de baixa pressão são dimensionados para não permitir o transporte de líquido para a linha de aspiração.

Figura 4.21 | Acumulador na linha de aspiração



Fonte: adaptada de Stoecker e Jabardo (2002, p. 253).

No entanto, quando temos um sistema constituído de múltiplos evaporadores inundados com um separador de líquido subdimensionado, um acumulador de aspiração pode ser necessário, pois há a possibilidade de transbordar líquido para a linha de aspiração.

Muitas vezes, serpentinas de água quente são instaladas no acumulador a fim de acelerar a evaporação do líquido que foi recolhido pelo acumulador ou, também, é possível fazer o bombeamento deste líquido acumulado periodicamente até o tanque de líquido de alta pressão.

Segurança, vasos de pressão; tubulações e válvulas; dispositivos de alívio

A segurança de uma instalação frigorífica é um aspecto importante e o objetivo é a proteção dos trabalhadores, além das pessoas que circulam ou

habitam fora das instalações. Para uma instalação ser segura, deve-se ter em conta 3 aspectos: projeto cuidadoso, manutenção periódica e adequada e operação eficaz. Geralmente, a maioria dos acidentes acontecem em instalações antigas, que não cumprem as normas de segurança e que operam com equipamentos inadequados. Uma adequada manutenção de equipamentos e a substituição ou reparo daqueles que apresentem operação ineficiente pode evitar problemas ou falhas no funcionamento de equipamentos, mantendo a segurança nas instalações. No projeto e operação de uma instalação frigorífica, a segurança é um dos aspectos mais importantes e o objetivo principal é a proteção tanto do pessoal de operação e manutenção, como também das pessoas que circulam ou habitam perto destas áreas. Existem normas de segurança para instalações frigoríficas, algumas elaboradas pelos Estados Unidos, tal como a norma ANSI/ASHRAE 15/1992 "*Safety Code for Mechanical Refrigeration*" (Código de Segurança para Refrigeração Mecânica) e ANSI/IIAR 2/1999 "*Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems*" (Equipamentos, Projeto e Instalação de Sistemas de Refrigeração Mecânica de Amônia) e outras como a norma internacional ISO 5149/1993 "Requerimentos de Segurança – Sistemas mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento". No Brasil, tem-se a norma NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração", porém, a mesma não trata sobre "segurança de instalações frigorificas". Uma das normas mais completas usadas no Brasil é a ANSI/ASHRAE 15/1992 "*Safety Code for Mechanical Refrigeration*" (Código de Segurança para Refrigeração Mecânica), que trata da atuação de pessoas frente a exposições de refrigerantes em diferentes situações; a caracterização dos sistemas frigoríficos; níveis de probabilidades de fuga de refrigerante e efeitos em áreas ocupadas por pessoas e; critérios para a seleção de refrigerante. O ponto mais importante desta norma são as regras para aplicação que estabelecem condições referentes à quantidade de refrigerante a ser utilizado. Alguns tópicos importantes de segurança são apresentados a seguir:

Vasos de pressão. O vaso de pressão ou reservatório pressurizado é definido segundo a norma ANSI/ASHRAE 15/1992 "*Safety Code for Mechanical Refrigeration*" (Código de Segurança para Refrigeração Mecânica), como sendo um invólucro destinado a armazenar refrigerante numa instalação frigorífica. Segundo a norma brasileira NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração", a pressão de projeto deve ser inferior à pressão exercida pelo refrigerante, em qualquer condição de operação, incluindo seu transporte. A pressão sugerida é a de saturação do refrigerante à temperatura indicada. Alguns projetistas preferem usar pressões de projeto de reservatórios de alta pressão. Como regra geral, os projetistas adotam arredondamentos acima dos valores estipulados pelas normas. Outro aspecto

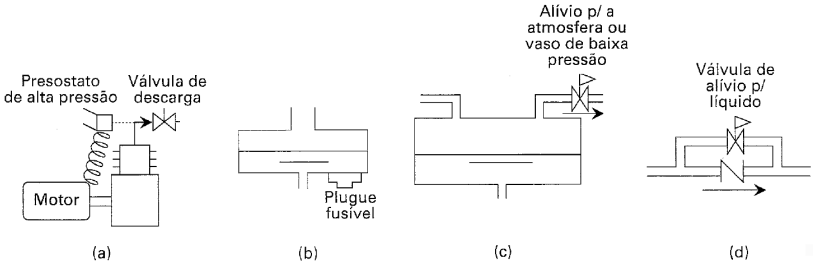
que a norma exige é referente ao uso de placas de identificação e instalação em áreas de fácil acesso.

Tubulações e válvulas. Para um projeto de instalação de tubulações é recomendada a norma ASME B31 "*Code for Pressure Piping*" (Código para Tubulação de Pressão), que sugere precauções sobre: a retenção de líquido entre duas válvulas fechadas em virtude da expansão devido à dilatação ou à evaporação; golpes de aríete ou de líquido devido às condições internas ou externas; disposição das tubulações para suportar vibrações e; o projeto das tubulações para suportar carga ou descarga de fluidos.

Estas precauções são sugeridas devido à possibilidade de existir frequentes rupturas da tubulação entre duas válvulas fechadas, devido à retenção de líquido e à expansão por aquecimento. Os golpes de aríete estão relacionados à elevação da pressão devido a uma interrupção do escoamento do refrigerante que pode ser causado, por exemplo, pelo fechamento de uma válvula. Quando uma válvula é fechada, ocorre um súbito aumento da pressão que é propagado rapidamente à montante da válvula.

Dispositivos de alívio. A norma NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração", dispõe que todos os dispositivos de alívio devem ser de "ação direta por pressão". São considerados como dispositivos de alívio as válvulas de segurança e de alívio, discos de ruptura e plugues fusíveis. A Figura 4.22 mostra alguns dispositivos de segurança e sua instalação.

Figura 4.22 | Dispositivos de segurança, controladores de pressão: a) limitador de alta pressão; b) plugue fusível, não utilizado em instalações industriais; c) válvula de alívio para vapor e; d) válvula de alívio para líquido



Fonte: adaptada de Stoecker e Jabardo (2002, p. 298).

Existe uma diferença entre dispositivos limitadores de pressão e de alívio. Por exemplo, na Figura 4.22a é mostrado um limitador conhecido como pressostato de alta pressão, o qual é normalmente instalado no ponto de descarga de compressores. O pressostato atua interrompendo a operação do compressor no momento em que a pressão de descarga ultrapassa um valor

pré-determinado, não havendo liberação de refrigerante. A instalação do plugue fusível da Figura 4.22b consiste de uma abertura, na qual é fechada quando instalada em um reservatório contendo líquido refrigerante; a liga se funde sempre quando a temperatura alcança um valor igual ao de saturação correspondente à pressão do reservatório. Este dispositivo não é recomendado para depósitos de grande porte, porque após acionamento acontece a fuga do refrigerante. De acordo com a norma NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração", o plugue fusível pode ser instalado na parte de cima ou debaixo da linha do refrigerante líquido, exceto em vasos situados na região de baixa pressão. Os dispositivos de alívio são constituídos por válvulas acionadas por molas onde o alivio é realizado em regiões seja de vapor ou de líquido. Algumas válvulas de molas são mostradas nas Figuras 4.22c e 4.22d, em que o alívio é realizado entre as zonas de vapor e líquido. A norma NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração" sugere que a instalação de válvulas de segurança ou discos de ruptura devem ser feitos acima do nível de líquido. As válvulas de alívio de vapor devem ser instaladas em todos os reservatórios, incluindo condensadores e evaporadores.

Assimile

As válvulas ou dispositivos de pressão têm uma função diferente das válvulas de alívio. Os dispositivos de pressão consistem em interromper o funcionamento de um equipamento quando a pressão atingida é maior que a estipulada pelo projeto, enquanto que a válvula de alívio tem a função de aliviar a pressão para manter a pressão de saturação interna em níveis adequados e estáveis.

Proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas; detecção de vazamentos; descarga de amônia

Temos que incêndios em câmaras refrigeradas acontecem raramente, porém, quando ocorrem, muitas vezes a perda de ativos pode atingir até 10 vezes o valor do imóvel, o que causa um grande impacto econômico devido a esta perda. Na maioria das vezes, não levamos em consideração o número de *pallets*, caixas de papelão, plástico para armazenamento, espumas, como, por exemplo, o poliuretano e poliestireno (que queimam e emitem fumaça e gases tóxicos) presentes na instalação, os quais acabam sendo combustíveis e podem causar um incêndio.

Sendo projetista ou operador, sempre temos que prevenir o incêndio. As causas mais prováveis para que aconteça um incêndio são: quando se faz soldas; quando há problemas na fiação de aquecimento elétrico de portas ou degelo ou; ainda, avarias em transformadores, carregadores de bateria,

ou/e outros equipamentos elétricos; limpeza malfeita etc. (STOECKER e JABARDO, 2002).

O projeto de uma instalação frigorífica deve ser feito a fim de prevenir o incêndio, levando em consideração até mesmo o que é exigido pelas seguradoras, como, por exemplo, a instalação de *sprinklers*, que devem ser do tipo seco quando temos temperaturas abaixo do ponto de congelamento de água. Muitas vezes este tipo de *sprinkler* seco causa mais problemas do que ajudam, sendo evitados se possível. Os que são utilizados com frequência são os extintores, devendo ser instalados no exterior da instalação refrigerada.

Quanto à detecção de vazamentos, existem alguns dispositivos automáticos que podem ser instalados a fim de alertar os operadores sobre a ocorrência de um vazamento. Há casos em que os refrigerantes são inodoros e seu vazamento para um ambiente confinado é perigoso para a saúde dos operadores. Quando temos como refrigerante a amônia, que tem um odor característico, fica mais fácil para os operadores perceberem um vazamento, porém, não deixa de ser perigoso para os operadores. Com isso, estes dispositivos automáticos são bastante interessantes, pois várias instalações operam sem uma supervisão direta. Atualmente, os detectores mais utilizados são aqueles constituídos de material semicondutor, os quais funcionam com a variação da resistência elétrica com a quantidade de refrigerante absorvido, a qual dependerá da concentração deste no ambiente. E, se esta variação está fora do permitido, esta é transmitida ao centro de alarme automaticamente.

Quando temos uma instalação de amônia, sabemos que algumas fugas da mesma podem ocorrer quando há um alívio de uma linha ou quando está se fazendo uma manutenção em um reservatório. Antigamente, esta descarga era feita para o esgoto, a fim de diluí-la ou era liberada diretamente para atmosfera. No entanto, atualmente há normas e regulamentos para esta descarga, visando a proteção do meio ambiente. Como consequência da descarga para o esgoto podemos ter o comprometimento da vida aquática, danos nas instalações de tratamento de esgoto, além do odor característico saindo da rede de esgoto, causando alarme. Então, a regra para se fazer esta descarga seria diluí-la ao máximo em água, porém, em um acidente, não haveria tempo de ocorrer essa diluição, sendo sugerida a vedação de todos os ralos para que a amônia não chegue à rede de esgotos. Quanto à liberação da amônia para a atmosfera, atualmente há normas que recomendam descarregá-la através de um banho de água, no qual a massa de água no tanque deve ser 8 vezes maior que a massa prevista de amônia.

Reflita

As normas de segurança ANSI/ASHRAE 15/1992 "*Safety Code for Mechanical Refrigeration*" (Código de Segurança para Refrigeração Mecânica), ANSI/IIAR 2/1999 "*Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems*" (Equipamentos, Projeto e Instalação de Sistemas de Refrigeração Mecânica de Amônia) e a norma Internacional ISO 5149/1993 "Requerimentos de Segurança – Sistemas mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento" são referidas para instalações frigoríficas. Por que a norma americana ANSI/ASHRAE 15/1992 "Código de Segurança para Refrigeração Mecânica" é usada como referência no Brasil e não a norma internacional ISSO 5149/1993 "Requerimentos de Segurança – Sistemas mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento"?

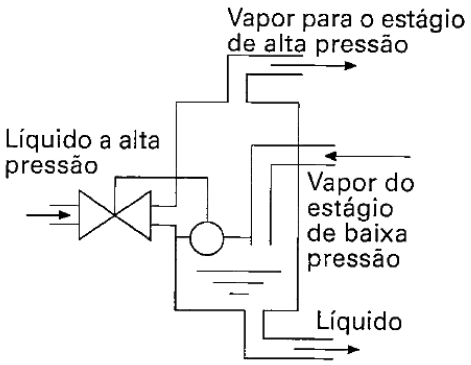
Veja que os conceitos e normas tratadas nesta seção ajudaram você a entender e aplicar na vida prática e em situações que envolvam a segurança de uma instalação frigorífica. Por esta razão, a leitura deste material serve como um complemento para sua vida profissional.

Sem medo de errar

Lembremos que você é um engenheiro que trabalha numa empresa de sistemas de refrigeração, que está desenvolvendo um projeto de refrigeração para uma indústria de fabricação de suco concentrado. Para este projeto, o líder da equipe de engenheiros, da qual você faz parte, pede para você desenvolver o projeto do tipo de reservatório e separador de líquido refrigerante (seja vertical ou horizontal), do sistema multipressão com duplo estágio de compressão, desenvolvido na primeira fase do projeto, e verificar se existe a possibilidade de usar um acumulador de aspiração, considerando que o sistema de refrigeração para a conservação de suco prevê o uso de um evaporador. Além disso, devem ser relatadas as normas de segurança que a empresa deve seguir para realizar suas atividades com segurança e quais os cuidados operacionais que se devem ter com os vasos de pressão, tubulações e válvulas e dispositivos de alívio, instalados no sistema de refrigeração. Finalmente, deve ser descrito o sistema de proteção contra incêndios nas câmaras de refrigeração.

Primeiramente, vamos lembrar que no projeto inicial foi desenvolvido o sistema de refrigeração multipressão com duplo estágio de compressão, que deve estar em operação nas instalações de refrigeração. Portanto, para o projeto do reservatório e separador de líquido seria indicada a instalação de um reservatório vertical do tipo tanque flash/resfriador intermediário, pois este tipo de reservatório é indicado para sistemas de duplo estágio de compressão, como mostra a Figura 4.23.

Figura 4.23 | Tanque de flash/resfriador intermediário



Fonte: adaptada de Stoecker e Jabardo (2002, p. 253).

Como mostra a Figura 4.23, a função importante do tanque flash/resfriador é reduzir a temperatura do vapor de descarga do compressor do primeiro estágio de compressão (estágio de baixa pressão) sendo borbulhado no líquido do tanque. Neste processo de agitação, deve ser intensificada a transferência de calor, reduzindo a temperatura do vapor que é enviado ao segundo estágio de compressão (estágio de alta pressão).

No que se refere ao acumulador de aspiração, como sabemos que o sistema de refrigeração tem um evaporador, consequentemente, o acumulador na linha de aspiração não seria necessário ser instalado, pois o reservatório de baixa pressão deverá ser dimensionado para não permitir o escoamento do líquido para a linha de aspiração. Lembre-se de que, caso o sistema de refrigeração tiver múltiplos evaporadores inundados de líquido, o acumulador na linha de aspiração seria necessário.

Quanto às normas de segurança das instalações frigoríficas, podemos mencionar a norma ANSI/ASHRAE 15/1992 "*Safety Code for Mechanical Refrigeration*" (Código de Segurança para Refrigeração Mecânica) e a ANSI/IIAR-2/1999 "*Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems*" (Equipamentos, Projeto e Instalação de Sistemas de

Refrigeração Mecânica de Amônia), que destacam a adequada manutenção de equipamento e substituição ou reparo dos equipamentos com defeitos. A norma ANSI/ASHRAE 15/1992 "Código de Segurança para Refrigeração Mecânica" é uma das normas mais completas que podem ser adotadas para a segurança e atuação de pessoas quando expostas a refrigerantes em diversas situações, como também aos diferentes níveis de fuga de refrigerante e os efeitos causados em áreas ocupadas por pessoas, assim como o critério para a seleção de refrigerante. A norma brasileira NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração" é uma norma relativa a vasos de pressão para refrigeração, a qual estabelece que a pressão de projeto deve ser inferior à pressão exercida pelo refrigerante em qualquer situação de operação.

Para os vasos de pressão, a pressão sugerida deverá ser a de saturação do refrigerante para a temperatura estabelecida ou indicada. Para o projeto do vaso de pressão, você poderá adotar um valor de pressão arredondado, acima do valor estabelecido pela norma.

Para as tubulações e válvulas, você deverá indicar a norma ASME B31 "*Code for Pressure Piping*" (Código para Tubulação de Pressão), que trata sobre precauções de retenção de líquido entre duas válvulas fechadas que podem ocasionar a expansão ou evaporação do refrigerante, podendo causar rupturas da tubulação entre as duas válvulas. Esta norma trata sobre as precauções quanto aos golpes de aríete, oriundos da elevação da pressão devido à interrupção do escoamento do refrigerante.

Quanto às normas para os dispositivos de alívio, você poderá utilizar como referência a norma NBR 13598/1996 "Vasos de Pressão para Refrigeração", que menciona que todos os dispositivos de alívio devem ser de "ação direta por pressão", isto é, devem atuar de acordo com a pressão do sistema, podendo ser válvulas de alívio ou dispositivos limitadores de pressão. Lembre-se que os dispositivos de alívio têm a função de aliviar a pressão do sistema, podendo haver liberação de refrigerante para manter a pressão do sistema constante, enquanto que os dispositivos limitadores de pressão, conhecidos como pressostato, atuam controlando a pressão e interrompendo a operação do compressor, por exemplo, caso haja um aumento de pressão.

Finalmente, quanto à proteção contra incêndios, você deverá mencionar também a importância de levar em consideração nas instalações a quantidade de pallets, caixas de papelão, plásticos que podem ocasionar um incêndio. Deve-se ter muito cuidado quando são realizadas soldas em tubulações, quando há problemas na fiação elétrica de portas ou degelo, avarias nos transformadores, carregadores de bateria e demais equipamentos elétricos. Muitas vezes, pode até ser recomendada a instalação de *sprinklers*, uma vez

que as seguradoras exigem estes dispositivos na prevenção contra incêndios. Você deverá recomendar o uso de extintores e a sua instalação na parte externa do sistema de refrigeração.

Veja que, aplicando os conceitos abordados nesta seção, você pôde resolver com êxito o problema relativo à instalação frigorífica, podendo tomar decisões e direcionar soluções de problemas que aparecerão em sua vida profissional.

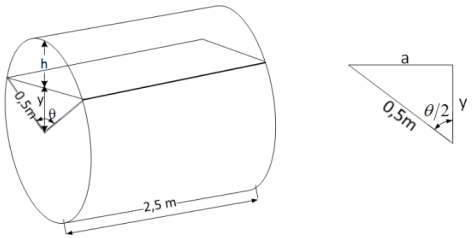
Avançando na prática

Projeto de reservatório de líquido

Descrição da situação-problema

Vamos imaginar que você trabalha numa empresa de projetos de reservatórios de líquido. O seu líder tem um projeto para a construção de um reservatório de líquido para uma instalação frigorífica para compensar as variações na produção e demanda de refrigerante líquido em condensadores e evaporadores. O reservatório é horizontal, como mostra a Figura 4.24, com comprimento de 2,5 m e um diâmetro de 1 m (raio igual a 0,5 m), sendo que o líquido contido no reservatório é 60% do volume total. O seu líder pede para você determinar qual será o volume de vapor no reservatório e qual a área superficial do líquido, uma vez que para o projeto de um reservatório, este é um dado importante a ser determinado.

Figura 4.24 | Reservatório de refrigerante líquido



Fonte: elaborada pelo autor.

Resolução da situação-problema

Como o líquido contido no reservatório equivale a 60% do volume total, então a altura do volume vazio (h) será:

$$h = 1,0m - 1,0m(0,6) = 0,4m$$

A altura do líquido (y) será:

$$y = 0,5m - 0,4m = 0,1m$$

Do triângulo retângulo mostrado na Figura 4.24, determina-se o valor de "a" e, então, o valor do ângulo (θ) em radianos, assim:

$$a^2 = 0,5^2 - 0,1^2$$
$$a = \sqrt{0,5^2 - 0,1^2} = 0,49m$$

O valor do ângulo θ em radianos é:

$$sen(\theta/2) = 0,49/0,5$$
$$\theta = 2,741$$

O volume do vapor é calculado pela seguinte equação:

$$volume\ de\ vapor = \frac{r^2}{2}(\theta - sen\theta)L \ = \ \frac{0,5^2}{2}(2,741 - 0,39)(2,5) \ = 0,73m^3$$

A área superficial do líquido, que ocupa os 60% no reservatório, será:

$$\text{Área superficial} = 2(a)(L) = 2(0,49)(2,5) = 2,45m^2$$

Finalmente, você pôde concluir que o volume de vapor no reservatório é igual a $0,73m^3$ e a área superficial a ser considerada para o projeto é de $2,45m^2$.

Faça valer a pena

1. A segurança de uma instalação frigorífica é um aspecto importante e sua finalidade é proteger os trabalhadores, assim como também as pessoas que circulam ou habitam fora das instalações. Geralmente, acidentes acontecem em instalações antigas, que não cumprem as normas de segurança e por operação de equipamentos inadequados. Para que uma instalação frigorífica seja segura, devemos levar em consideração alguns aspectos, dentre eles, os apresentados nas afirmações a seguir:

I. Operação eficaz.
II. Projeto cuidadoso e manutenção periódica/adequada.
III. Quantidade de refrigerante a ser utilizada.

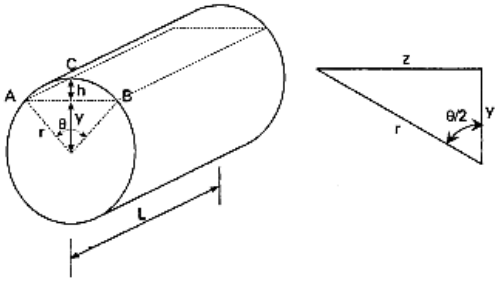
A partir da avaliação da veracidade das afirmações apresentadas no texto-base, assinale a alternativa correta. É (são) correta(s):

a) A afirmação I, apenas.
b) As afirmações I e II, apenas.
c) A afirmação III, apenas.
d) A afirmação II, apenas.
e) As afirmações II e III, apenas.

2. Quando temos que fazer um projeto de um reservatório líquido, é necessário fazer o cálculo do volume de vapor do setor cilíndrico, de acordo com a figura a seguir. Com isso, pode-se determinar a capacidade de armazenamento de líquido, da seguinte maneira:

$$volume\ de\ vapor = \frac{r^2}{2}(\theta - sen\theta)L, onde\ \theta\ em\ radianos$$

Setor cilíndrico ABC para cálculo do volume



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002, p. 254).

Qual será o volume do vapor e o de líquido, respectivamente, para um reservatório cilíndrico horizontal de 3 m de comprimento, uma vez que este apresenta uma seção transversal com um diâmetro de 1,6 m? Considere que a altura do líquido será 3/5 do diâmetro da figura apresentada no texto-base.

a) 6,029 m^3 e 3,772 < m^3.
b) 3,257 m^3 e 6,029 m^3.
c) 2,257 m^3 e 3,772 m^3.
d) 2,772 m^3 e 6,029 m^3.
e) 3,257 m^3 e 2,772 m^3.

3. Para o projeto e instalação de tubulações é recomendada a adoção da norma ASME B31 "*Code for Pressure Piping*" (Código para Tubulação de Pressão). Como principais recomendações, são sugeridas algumas precauções a serem consideradas:

1. A retenção de líquido entre duas válvulas fechadas deve ser considerada devido à expansão volumétrica do refrigerante, resultado da evaporação;
2. Os golpes de aríete ou de líquido, resultantes das condições internas ou externas, devem ser considerados no projeto de tubulação e seus acessórios;
3. A tubulação deve ser disposta e ancorada de modo a suportar vibrações e resistir às forças de reação resultantes da carga ou descarga de fluidos.

Com isso, avalie as seguintes asserções e a relação entre elas proposta:

I. A expansão do refrigerante devido à retenção de líquido entre duas válvulas

fechadas, assim como os golpes de aríete, estão relacionados com o aumento da pressão.

PORQUE

II. O aumento de pressão pode gerar um aumento volumétrico, podendo ocorrer vibrações na tubulação.

A respeito dessas asserções, assinale a alternativa correta.

a) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II justifica a I.

b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, e a II não justifica a I.

c) A asserção I é uma proposição verdadeira, e a II, falsa.

d) A asserção I é uma proposição falsa, e a II verdadeira.

e) Ambas as asserções são proposições falsas.

Referências

ASME B31. **Code for Pressure Piping**, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 1988.

GUILHERMETTI, R. M. L. **Uso de bombas de calor em processos industriais**. Disponível em: http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2007/Artigos/Art_TCC_012_2007.pdf. 2007. Acesso em: 14 dez. 2018.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** Tradução Robson Pacheco Pereira, Gisele Maria Ribeiro Vieira, Paulo Pedro Kenedi, Fernando Ribeiro da Silva. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018. 862 p.

NORMA ABNT NBR 13598/1996. **Vasos de Pressão para Refrigeração**. ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1996.

NORMA ANSI/IIAR-2/1999. **Equipment, Design and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems**. International Institute of Ammonia Refrigeration, Arlington, VA, 1999.

NORMA ANSI/ASHRAE 15/1992. **Safety Code for Mechanical Refrigeration**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1992.

NORMA ISO 5149/1993. **Requerimentos de Segurança – Sistemas mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento**, traduzida pelo grupo de componentes para Refrigeração e Condicionamento de Ar. ABIMAQ, 1995.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução José M. Saiz Jabardo, Euryale Zerbine, Silvio de Oliveira Júnior e Saburo Ikeda. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985, 481p.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and Air Conditioning.** Second Edition. New York: McGraw-Hill Publishing Company, 1983, 464p.

STOECKER, W. F.; JABARDO J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002, 384p.

ISBN 978-85-522-1438-0

9 788552 214380 >